

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«Харківський політехнічний інститут»

**О.В. Єфімов, М.М. Пилипенко**

**КОНСТРУКЦІЇ, МАТЕРІАЛИ, ПРОЦЕСИ  
І РОЗРАХУНКИ РЕАКТОРІВ  
І ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС**

Навчальний посібник

для студентів вищих навчальних закладів,  
які навчаються за напрямом підготовки «Атомна енергетика»

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України

Харків  
2015

ББК 31.46  
Є 91  
УДК 621.18:621.039.53

Рецензенти:

*В.М. Ажажа*, академік НАН України, директор Інституту твердого тіла, матеріалознавства і технологій Національного наукового центру «Харківський фізико-технічний інститут» НАН України;

*Е.Н. Письменний*, д-р техн. наук, проф., зав. каф. атомних електростанцій і інженерної теплофізики НТУ України «Київський політехнічний інститут»;

*С.Ф. Артюх*, д-р техн. наук, проф., заслужений діяч науки і техніки України, зав. каф. електроенергетики Української інженерно-педагогічної академії.

Гриф надано Міністерством освіти і науки України,  
лист № 1/П-10488 від 23.12.2009 р.

**Єфімов О.В.**

Є 91 Конструкції, матеріали, процеси і розрахунки реакторів і парогенераторів АЕС [Текст]: навч. Посібник [для студ. в. н. з., які навч. за напрямом підготовки «Атомна енергетика»] / О.В. Єфімов, М.М. Пилипенко

ISBN 978-966-2426-00-7

Розглянуто основні конструктивні схеми парогенераторів ядерних енергетичних установок, їх класифікацію і теплові схеми АЕС з реакторами різних типів, а також питання, пов'язані із застосуванням різних конструкційних матеріалів для виробництва парогенераторів, з дією опромінення і різних середовищ на матеріали. Викладено особливості теплогидравлічного розрахунку парогенераторів різних типів і характеристики процесів, які перебігають в них. Стисло викладено методи розрахунку елементів парогенераторів на міцність, а також основи математичного моделювання парогенераторів енергоблоків АЕС.

Призначено для викладачів, аспірантів і студентів політехнічних, енергетичних і інших вузів, а також для спеціалістів в галузі атомної енергетики.

Лл. 56. Табл. 30. Бібліогр.: 42 назви.

**ББК 31.46**

ISBN 978-966-2426-00-7

© О.В. ЄФІМОВ, М.М. ПИЛИПЕНКО, 2015

## З М І С Т

ПЕРЕДМОВА.....	8
ВСТУП.....	11

### **Р о з д і л 1**

#### **Класифікація ядерних реакторів і теплові схеми АЕС з реакторами різних типів .....13**

1.1. Загальний опис процесів і конструкцій ядерних реакторів АЕС.....	13
1.2. Класифікація ядерних реакторів АЕС.....	19
1.2.1. Класифікація реакторів за енергією нейтронів, що викликають поділ ядер.....	19
1.2.2. Класифікація реакторів за видом сповільнювача.....	22
1.2.3. Класифікація реакторів за видом і параметрами теплоносія.....	23
1.2.4. Класифікація реакторів за конструктивним виконанням.....	25
1.2.5. Класифікація реакторів за схемами компоновки устаткування.....	25
1.2.6. Класифікація реакторів за призначенням.....	25
1.3. Принципові теплові схеми виробництва пари на АЕС.....	26
1.4. Теплові схеми АЕС з реакторами різних типів.....	31
1.4.1. Схеми АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом.....	31
1.4.2. Схеми АЕС з каналними реакторами.....	33
1.4.3. Схеми атомних станцій теплопостачання.....	35
1.4.4. Схеми АЕС і енерготехнологічних установок з високотемпературними газоохолоджуваними реакторами.....	36
1.4.5. Схеми АЕС з водо-водяними реакторами.....	37

### **Р о з д і л 2**

#### **Теплоносії ядерних енергетичних установок.....40**

2.1. Водні теплоносії.....	41
2.2. Рідкометалеві теплоносії.....	48

2.3. Рідкі органічні теплоносії.....	56
2.4. Газові теплоносії.....	58

### **Р о з д і л 3**

<b>Конструктивні схеми, конструкції і технічні характеристики парогенераторів АЕС.....</b>	<b>63</b>
--	-----------

3.1. Загальні характеристики, типи і схеми парогенераторів АЕС і вимоги, що ставляться до них.....	63
3.2. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з водними теплоносіями.....	66
3.3. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з рідкометалевими теплоносіями.....	76
3.4. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з газовими теплоносіями.....	78
3.5. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з рідкими органічними теплоносіями.....	81
3.6. Класифікація конструкцій парогенераторів АЕС, їх елементів і поверхонь теплообміну.....	83
3.7. Конструкції і технічні характеристики парогенераторів АЕС з водними теплоносіями.....	84

### **Р о з д і л 4**

<b>Конструкційні матеріали реакторних і парогенераторних установок АЕС.....</b>	<b>95</b>
---	-----------

4.1. Загальні вимоги до конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС.....	95
4.2. Матеріали, які використовуються для виробництва устаткування реакторних і парогенераторних установок АЕС.....	97
4.3. Характеристики і властивості перлітних сталей як конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС.....	99
4.4. Характеристики і властивості нержавіючих сталей як конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС.....	109

## **Розділ 5**

### **Перспективні матеріали для ядерних реакторів АЕС.....113**

- 5.1. Застосування гафнію як нейтронопоглинаючого і конструкційного матеріалу в реакторах АЕС.....113
- 5.2. Кальцієрмічна технологія отримання гафнію і його фізико-механічні властивості.....119

## **Розділ 6**

### **Теплообмінні процеси і гідродинамічні характеристики потоків у реакторах і парогенераторах АЕС.....123**

- 6.1. Загальний опис гідродинамічних характеристик потоків і особливостей процесів теплообміну у парогенераторах АЕС.....123
- 6.2. Основні рівняння і співвідношення для розрахунку процесів теплообміну між теплоносієм і робочою речовиною у парогенераторах АЕС.....126
- 6.3. Параметри і основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик однофазних потоків в каналах реакторів і парогенераторів АЕС.....131
- 6.4. Параметри і основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик двофазних потоків у парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС.....138
- 6.5. Особливості режимів руху і основні співвідношення для розрахунку гідравлічних опорів руху двофазних потоків у парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС.....144
- 6.6. Основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик безнапірного руху двофазних потоків пароводяної суміші в пристроях парогенераторів АЕС.....148

## **Розділ 7**

### **Основні положення теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків парогенераторів АЕС.....155**

- 7.1. Види розрахунків, завдання і етапи проектування парогенераторів АЕС.....155

7.2. Основні положення теплового розрахунку парогенераторів АЕС.....	157
7.3. Основні положення конструктивного розрахунку парогенераторів АЕС.....	163
7.4. Основні положення гідравлічного розрахунку парогенераторів АЕС.....	166

## **Р о з д і л 8**

<b>Теплові і гідравлічні розрахунки парогенераторів АЕС різних типів.....</b>	<b>168</b>
---	------------

8.1. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС, що обігріваються водою під тиском.....	168
8.2. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС, що обігріваються рідким металом.....	178
8.3. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС з багатократною примусовою циркуляцією у випарнику.....	187
8.4. Методики математичного моделювання теплових і гідравлічних процесів у парогенераторах АЕС і програми їх розрахунків на комп'ютері.....	193

## **Р о з д і л 9**

<b>Розрахунки вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС на міцність і надійність.....</b>	<b>202</b>
--	------------

9.1. Загальні положення розрахунків на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС.....	203
9.2. Розрахунок на міцність елементів парогенераторів АЕС у вигляді циліндричних посудин.....	207
9.3. Розрахунок на міцність кришок і днищ вузлів і елементів парогенераторів АЕС.....	214
9.4. Розрахунок на міцність болтових фланцевих з'єднань вузлів і елементів парогенераторів АЕС.....	218
9.5. Перевірочний розрахунок конструкцій елементів парогенераторів АЕС у вигляді оболонок на стійкість.....	227
9.6. Різні види розрахунків надійності вузлів і елементів парогенераторів АЕС.....	231

## **Р о з д і л 10**

### **Розрахунок і оптимізація параметрів парогенераторів і визначення енергетичних характеристик енергоблоків АЕС методами математичного моделювання.....235**

- 10.1. Основні методичні положення розрахунків і оптимізації параметрів енергоблоків АЕС методами математичного моделювання.....235
- 10.2. Математичне моделювання і оптимізація параметрів прямотечійного гладкотрубного парогенератора АЕС.....240
- 10.3. Імітаційна модель і автоматизований комплекс програм для розрахунку паротурбінних енергоблоків АЕС.....248
- 10.4. Визначення енергетичних характеристик енергоблоку АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт за допомогою імітаційної моделі.....260

### **СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....265**

## ПЕРЕДМОВА

Однією з найбільш важливих проблем для будь-якої держави є її забезпечення стабільними і надійними джерелами енергії. За нашого часу в Україні працюють 15 енергоблоків на чотирьох діючих атомних електричних станціях (АЕС) – Південноукраїнській, Запорізькій, Хмельницькій і Рівненській, які мають загальну встановлену потужність близько 14000 МВт. Річна частка вироблення електроенергії атомними станціями складає близько 50 % від загального вироблення електроенергії в країні. Концепція подальшого стратегічного розвитку паливно-енергетичного комплексу України передбачає розвиток атомної енергетики за рахунок модернізації діючих і будівництва і введення в експлуатацію нових енергоблоків на Хмельницькій і Рівненській АЕС.

Введення в експлуатацію на цих атомних електростанціях нових енергоблоків з реакторами ВВЕР-1000 істотно укріпить базу вітчизняної енергетики. В принципі, природні можливості України в перспективі дозволяють збільшити кількість енергоблоків на АЕС до 20-25. Проте існує багато першочергових науково-технічних проблем, які заздалегідь мають бути вирішені для забезпечення їх ефективної, надійної і, головне, безпечної експлуатації. Так, наприклад, системи управління енергоблоками АЕС вимагають реконструкції і вдосконалення з точки зору забезпечення в процесі експлуатації автоматичного ситуаційного контролю параметрів, діагностики технічного стану устаткування, прогнозування його надійності, залишкового ресурсу, ефективності функціонування і ядерної безпеки. Крім того, не до кінця вирішено проблеми переробки і зберігання відпрацьованого ядерного палива і радіоактивних відходів, повного запобігання аварійним ситуаціям, локалізації наслідків можливих аварій. Ці проблеми також є серйозними перешкодами у розвитку атомної енергетики.



У зв'язку з наявністю перерахованих і цілого ряду інших проблем, не дивлячись на потреби в енергії, громадськість часто протестує проти спорудження нових енергоблоків АЕС, убачивши в них можливі джерела техногенної небезпеки. Тому необхідно організувати належну систему науково-технічної підтримки атомної енергетики з боку наукових установ і промисловості. І ще одне актуальне завдання – підготовка висококваліфікованих наукових і інженерно-технічних кадрів для атомної енергетики. Вирішення цих проблем і завдань надасть можливість послідовно підвищувати рівень безпеки і надійності енергоблоків АЕС.

Даний навчальний посібник призначений для студентів технічних університетів, академій і інститутів, що навчаються за спеціальностями, які пов'язані з атомною енергетикою, зокрема, за спеціальністю «Котли і реактори». При його написанні був використаний досвід викладання на кафедрі парогенераторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» таких навчальних дисциплін: «Реактори і парогенератори АЕС», «Ядерне паливо і фізичні процеси в реакторах», «Теплогідравлічні процеси в реакторах і парогенераторах», «Системи управління реакторами», «Технологія виробництва і монтаж реакторів і парогенераторів», «Теплові і атомні електростанції», «Основи систем автоматизованого проектування теплових і ядерних енергоустановок». Крім того, при написанні цього навчального посібника автори використовували науково-технічну інформацію, що міститься в монографіях, довідниках, підручниках і наукових статтях, які були видані останніми роками.

Даний навчальний посібник складається з десяти розділів. У першому розділі подано загальний опис процесів і конструкцій ядерних реакторів АЕС, наведено їх класифікацію, розглянуто принципові теплові схеми виробництва пари на АЕС, теплові схеми АЕС з реакторами різних типів. У другому розділі розглянуто властивості і характеристики теплоносіїв різних видів для ядерних енергетичних установок. У третьому розділі наведено конструктивні схеми, конструкції і технічні характеристики парогенераторів АЕС. У четвертому розділі розглянуто характеристики і властивості конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС. У п'ятому розділі описано перспективу застосування гафнію як поглинаючого і конструкційного матеріалу в ядерних реакторах АЕС. У шостому розділі наведено основні рівняння і співвідношення для розрахунків

процесів теплообміну і гідродинамічних характеристик однофазних і двофазних потоків в реакторах і парогенераторах АЕС. У цьому розділі розглянуто основні положення теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків парогенераторів АЕС. У восьмому розділі наведено теплові і гідравлічні розрахунки парогенераторів АЕС різних типів. У дев'ятому розділі наведено методики і основні співвідношення для розрахунків вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС на міцність і надійність. У десятому розділі розглянуто розрахунок і оптимізацію параметрів парогенераторів і визначення енергетичних характеристик енергоблоків АЕС методами математичного моделювання.

Запропонований навчальний посібник може бути корисним для аспірантів і викладачів різних технічних спеціальностей, пов'язаних з атомною енергетикою, а також для наукових співробітників і інженерів, які працюють в галузі атомної енергетики.

Автори даного посібника щиро вдячні науковим співробітникам кафедри парогенераторобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Т.А. Гаркуші і Т.О. Єсипенко за велику висококваліфіковану роботу, виконану ними в процесі наукового і технічного редагування цього навчального посібника.

Автори охоче приймуть всі критичні зауваження і побажання і будуть задоволені, якщо цей навчальний посібник виявиться корисним для тих, хто вже має досвід і відповідний рівень підготовки в галузі знань, що стосуються атомної енергетики, а також для тих, хто тільки починає освоювати її основи.

## ВСТУП

На атомних електричних станціях виробництво робочої речовини – пари – здійснюється або безпосередньо в ядерних реакторах, або в парогенераторах. Ядерні реактори – це особливий клас складних теплообмінних агрегатів, специфічність яких полягає в тому, що в них, окрім теплофізичних, гідравлічних і фізико-хімічних процесів, властивих звичайним теплообмінним агрегатам, перебігають і нейтронно-фізичні процеси. Парогенератори, які також є теплообмінними агрегатами, разом з ядерними реакторами і паровими турбінами належать до основного устаткування багатоконтурних паротурбінних АЕС. В них виробництво пари здійснюється за рахунок теплоти, яка відводиться з активної зони реакторів охолоджувальним середовищем – теплоносієм. Реактори і парогенератори АЕС працюють в складних умовах дії на них радіаційного опромінення, великих теплових навантажень, високих швидкостей і тиску теплоносіїв і робочих речовин, а також інших чинників, викликаних перебігом нейтронних, теплових, гідравлічних, корозійних, ерозійних і інших процесів.

Саме з цієї причини парогенератори належать до найуразливішого устаткування АЕС – їх пошкодження в процесі експлуатації спричиняють більшість простоїв енергоблоків. Так, наприклад, в США на АЕС з реакторами типу PWR зниження середнього коефіцієнта використання встановленої потужності енергоблоків, яке пов'язане з відмовами парогенераторів, складає близько  $5 \div 6$  %. В Україні і Росії на АЕС з реакторами ВВЕР простої енергоблоків, які викликані пошкодженнями парогенераторів, в середньому складають більше 10 % від всіх простоїв. Це обумовлено, в основному, тим, що в процесі експлуатації парогенераторів досить часто виникають випадки

пошкодження їх корпусів, трубних систем, підвідних і відвідних трубопроводів і інших елементів унаслідок технологічних особливостей їх виготовлення, корозійних і ерозійних пошкоджень і інших чинників.

Тому забезпечення надійності і збільшення ресурсів роботи реакторів і парогенераторів є одними з найбільш актуальних завдань підвищення економічності, надійності і безпеки експлуатації енергоблоків АЕС. Для їх вирішення необхідні глибокі знання конструкцій і матеріалів реакторних і парогенераторних установок, методів їх розрахунків і закономірностей перебігу в них нейтронно-фізичних, теплофізичних, гідравлічних і фізико-хімічних процесів. Без цього неможливо надійно і безпечно експлуатувати, ефективно модернізувати і реконструювати реактори і парогенератори, їх окремі системи, вузли і елементи, обґрунтовано вибирати і прогнозувати поведінку вживаних в них матеріалів і, тим більше, розробляти і проектувати нові сучасні безпечні реактори і парогенератори АЕС.

# **Р о з д і л 1**

## **КЛАСИФІКАЦІЯ ЯДЕРНИХ РЕАКТОРІВ І ТЕПЛОВІ СХЕМИ АЕС З РЕАКТОРАМИ РІЗНИХ ТИПІВ**

### **1.1. Загальний опис процесів і конструкцій ядерних реакторів АЕС**

Прийнятий у цей час спосіб використання атомної енергії на АЕС полягає в перетворенні цієї енергії, за допомогою застосування ядерних реакторів і парогенераторів, в теплову енергію пари, яка перетворюється потім в електричну енергію за допомогою парових турбін і електричних генераторів. Тому є велика схожість між атомними і тепловими електростанціями з погляду технологічних схем перетворення теплової енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни і електричну енергію, що знімається з клем електрогенератора. Відмінність між ними полягає в технологічних процесах отримання пари: на теплових електростанціях (ТЕС) для цієї мети застосовуються котельні установки, що перетворюють внутрішню хімічну енергію органічного палива в теплову енергію пари, а на АЕС – ядерні реактори і парогенератори. Відмінність між ними полягає ще і в тому, що на атомних електростанціях основне і допоміжне устаткування зазнає радіаційного опромінювання, що ускладнює його конструкцію, експлуатацію і ремонт.

Ядерний реактор являє собою пристрій, в якому здійснюється ланцюгова реакція поділу ядер важких елементів урану, плутонію, торію ( $^{233}\text{U}$ ,  $^{235}\text{U}$ ,  $^{238}\text{U}$ ,  $^{239}\text{Pu}$ ,  $^{232}\text{Th}$ ), яка сама себе контролює і підтримує. Можливість здійснення такої реакції забезпечується тим, що кожен акт поділу ядра виробляє два або три нейтрони, здатних викликати поділ інших ядер ядерного палива, завантаженого в реактор. У реакторі одночасно з процесом поділу ядер завжди відбувається, по-перше, поглинання нейтронів матеріалами, що знаходяться в активній зоні, і, по-друге, витікання

нейтронів з активної зони реактора. Ці два чинники дають можливість регулювати процес поділу ядер так, щоб число нейтронів в активній зоні і число актів поділу в одиницю часу були постійними.

Одна з основних характеристик реактора – його потужність, яка визначається числом поділів ядер в одиницю часу. Величині потужності, що дорівнює 1 Вт, відповідає  $3,2 \cdot 10^{10}$  поділ./с. У 1 кг  $^{235}\text{U}$  міститься  $6,0228 \cdot 10^{26} / 235 = 2,563 \cdot 10^{24}$  ядер, при повному поділі яких виділяється енергія, що дорівнює  $8 \cdot 10^{13}$  Дж. Приблизно така ж кількість енергії виділяється при поділі 1 кг  $^{233}\text{U}$  або  $^{239}\text{Pu}$ .

У загальному випадку ядерний реактор складається з ядерного палива, сповільнювача і відбивача нейтронів, теплоносія, регулювальних органів (стрижнів), детекторів контролю, корпусу, внутрішньореакторних конструкцій, біологічного захисту. Центральна частина ядерного реактора, яка містить паливо, сповільнювач, регулювальні органи і частину детекторів контролю, утворює активну зону, через яку прокачується теплоносій. Основні елементи ядерного реактора наведено на рис. 1.1.

Залежно від способу взаємного розташування палива і сповільнювача в активній зоні реактори можуть бути гомогенного або гетерогенного типу.

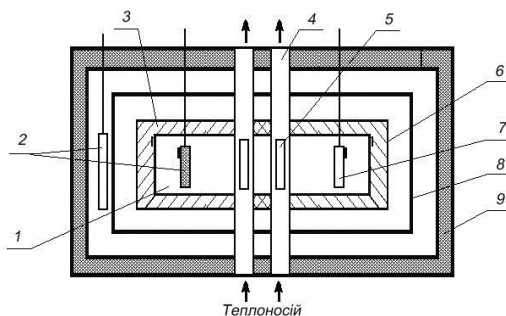


Рисунок 1.1 – Принципова схема ядерного реактора гетерогенного типу на теплових нейтронах:

1 – сповільнювач нейтронів; 2 – детектори контролю; 3 – відбивач нейтронів; 4 – теплоносій; 5 – ядерне паливо (твел); 6 – зовнішня межа активної зони; 7 – регулювальний стрижень; 8 – корпус реактора; 9 – біологічний захист

У гомогенному реакторі ядерне паливо разом із сповільнювачем і теплоносієм являє собою однорідну (гомогенну) суміш у вигляді розчинів або розплавів, яка рівномірно розподілена в об'ємі активної зони і циркулює в контурі реакторної установки.

У гетерогенному реакторі (рис. 1.1) паливо розміщене в сповільнювачі у вигляді окремих елементів, розташованих в активній зоні. Ці елементи називаються тепловидільними елементами (твелями) і мають різну форму і розміри.

У активній зоні реактора при поділі ядер нуклідів<sup>1</sup> утворюються швидкі нейтрони, які мають високу швидкість (близько 20000 км/с) і велику енергію, що дорівнює 0,5÷10 MeB ( $1 \text{ eB} = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ Дж}$ ). Щоб перетворити їх на теплові нейтрони з енергією менше 1 eB, які захоплюються ядрами  $^{235}\text{U}$  в сотні разів частіше, ніж швидкі, необхідно зменшити їх швидкість (приблизно до 2 км/с). Для цього до складу активної зони реактора вводиться сповільнювач. Як сповільнювач застосовуються речовини з малою атомною масою і малим перетином поглинання. У реакторах, в яких використовуються швидкі нейтрони великих енергій, сповільнювач відсутній.

Застосування відбивача нейтронів зменшує критичні розміри активної зони реактора і підвищує рівномірність розподілу нейтронного потоку в ній. Крім того, питома потужність, що припадає на 1 кг завантаженого в реактор ядерного палива, зростає з введенням відбивача, тобто відбивач економить витрату ядерного палива.

У реакторах, що працюють на теплових нейтронах, відбивач виготовляється з тих же матеріалів, що і сповільнювач. А в реакторах, що працюють на швидких нейтронах, як відбивач використовуються матеріали, які при взаємодії з нейтронами утворюють подільні нукліди.

Відведення теплоти з активної зони реактора здійснюється шляхом нагрівання теплоносія, що циркулює через активну зону. Як теплоносії застосовуються різні рідини, розплавлені метали і гази.

Зміна потужності реактора здійснюється за допомогою дії на величину потоку нейтронів. Для цього в реакторі є регулювальні органи, що переміщаються в активній зоні. Їх робоча частина містить матеріали, які сильно поглинають нейтрони. Регулювальні органи

---

<sup>1</sup>Нуклід – вид атома з відповідною кількістю протонів і нейтронів у ядрі, який характеризується атомною масою і атомним (порядковим) номером.

підрозділяють на три види: органи компенсації надмірної реактивності (компенсуючи стрижні і вигоряючі поглиначі), органи автоматичного регулювання (автоматичної підтримки заданої потужності при різних флуктуаціях\* процесу) і органи аварійного захисту (швидкого припинення процесу поділу ядер при перевищенні допустимих параметрів).

Для контролю роботи реактора в активну зону і біля неї поміщаються детектори, що вимірюють параметри процесу. За даними цих вимірювань визначається режим роботи реактора і здійснюється управління його роботою.

Активна зона реактора і всі внутрішньокорпусні пристрої розташовані в корпусі реактора. Безпосередньо на корпусі встановлюються приводи регулювальних органів. Для забезпечення радіаційної безпеки обслуговуючого персоналу навколо реактора передбачено біологічний захист, виконаний з матеріалів, що добре поглинають всі види радіаційного випромінювання.

Ядерне паливо відрізняється високою енергоємністю. При повному поділі 1 кг  $^{235}\text{U}$ , як вже наголошувалося, виділяється енергія, рівна  $8 \cdot 10^{13}$  Дж, а при згоранні 1 кг органічного палива виділяється енергія, що дорівнює  $3 \cdot 10^7 \div 5 \cdot 10^7$  Дж. У цьому полягає основна перевага ядерного палива як джерела теплової енергії на електростанціях. Крім того, для експлуатації електростанцій на органічному паливі необхідні великі площі для зберігання палива і його постійні постачання у великій кількості, при яких використовується багато транспортних одиниць. Зрештою, це приводить до збільшення витрат на виробництво електроенергії і відбивається на її собівартості. У табл. 1.1 і 1.2 наведено порівняльні дані за деякими економічними показниками електростанцій різних типів в США і Японії. З табл. 1.2 видно, що низька вартість виробництва електроенергії на АЕС досягається, в основному, за рахунок паливної складової. Річні потреби в паливі теплових і атомних електростанцій США із загальною встановленою потужністю 1000 МВт наведено в табл. 1.3.

При спалюванні органічного палива здійснюється постійна подача необхідної кількості палива в зону горіння, де воно з'єднується з окислювачем при певній температурі і згорає, тобто витрачається з виділенням енергії, а незгорілі залишки і продукти згорання відходять в навколишній простір. При

---

\* Флуктуації – випадкові відхилення фізичних величин від їх середніх значень.



цьому деяка частина теплової енергії, що виділилася, втрачається безповоротно з гарячими димовими газами, які забруднюють навколишнє середовище.

У ядерний реактор паливо завантажується порціями і після його вигорання до необхідної межі вивантажується з реактора і відправляється на переробку. У відпрацьованих твелах містяться продукти поділу. Час перебування ядерного палива в реакторах різних типів складає від декількох місяців до декількох років. Час роботи реакторів між перезавантаженнями ядерного палива в перерахунку на їх повну потужність називається кампанією реакторів.

Таблиця 1.1

Економічні показники електростанцій різних типів в США

Тип електростанції	Питомі капіталовкладення, \$/кВт	Собівартість, цент/кВт·год	Відчуження земель, м <sup>2</sup> /кВт
ТЕС: на вугіллі (20 \$/т)	600	2,9	16,2
ГЕС	2000	1,1	100
АЕС: на теплових нейтронах на швидких нейтронах	1250	3,4	8,1
	1500	4,4	8,1

Таблиця 1.2

Витрати на виробництво електроенергії на електростанціях різних типів в Японії (у центах США /кВт·год (%))

Складова витрат	АЕС	ТЕС		
		на вугіллі	на газі	на мазуті
Капітальна	4,36 (64,3)	3,70 (46,6)	3,08 (32,6)	2,68 (27,0)
Експлуатаційна	1,59 (23,4)	1,62 (20,5)	1,01 (10,7)	0,96 (9,6)
Паливна	0,84 (12,3)	2,61 (32,9)	5,35 (56,9)	6,29 (63,4)
Всього	6,79 (100)	7,94 (100)	9,45 (100)	9,93 (100)
Співвідношення, %	100	117	139	146

Таблиця 1.3

Річні потреби в паливі теплових і атомних електростанцій США  
потужністю 1000 МВт

Характеристика	ТЕС на вугіллі	ТЕС на мазуті	АЕС на теплових нейтронах
Кількість палива, т	$2,2 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	150 природного урану
Зберігання палива	40 га	25 га (50 резервуарів по 3000 м <sup>3</sup> )	50 м <sup>3</sup> (66 контейнерів по 3 т кожен)
Транспорт	22 насипних сухогруза по 1000 т (подинці кожні 16 діб)	1500 наливних барж по 1000 т (4 баржі щоденно)	2 залізничних вагона або 7 вантажних машин

Для ядерних реакторів характерна дуже висока теплонапруженість активної зони. Теплові потоки на теплопередавальних поверхнях в реакторах складають близько  $10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, а об'ємне тепловиділення в паливі складає близько  $10^9$  Вт/м<sup>3</sup>. Аналогічні характеристики інших джерел теплової енергії на декілька порядків нижчі. Особливістю теплофізичних процесів в ядерних реакторах є наявність тепловиділення не тільки в ядерному паливі, але і в конструкційних матеріалах, що вимагає організації спеціального відведення теплоти від них.

Процеси, що перебігають в реакторах, супроводжуються радіаційним випромінюванням, що має певну дію на матеріали реакторів. В результаті цієї дії матеріали змінюють свої властивості.

До конструкцій реакторів ставляться надзвичайно високі вимоги, які необхідно враховувати в процесі їх проектування. Вони характеризуються такими основними положеннями:

- для забезпечення повнішого корисного використання часу експлуатації реакторів і отримання кращих економічних показників АЕС необхідно прагнути до більшої кампанії (більшого часу перебування палива в реакторах);
- для збільшення тривалості кампанії необхідно прагнути до забезпечення можливості достатньо великого завантаження реакторів ядерним паливом;

- можливість забезпечення достатньо великого завантаження палива в реактори визначається здатністю їх регулювальних органів компенсувати надмірну реактивність, максимальну на початку кампанії;
- для нормальної безаварійної роботи реакторів велике значення має вибір і правильний облік динаміки зміни їх нейтронно-фізичних характеристик в різних стаціонарних і перехідних режимах роботи. Тому необхідно проектувати активну зону реакторів так, щоб повний потужнісний ефект реактивності був малий і мав негативний знак, тобто, щоб при збільшенні потужності формувалася негативна реактивність;
- необхідно забезпечувати максимальну рівномірність енерговиділення по всьому об'єму активної зони реакторів;
- необхідно забезпечувати своєчасне регулювання витрати теплоносія в активній зоні реакторів при зміні енерговиділення в ній;
- необхідно забезпечувати відведення залишкового енерговиділення з активної зони і розхолодження реакторів в аварійних ситуаціях.

## **1.2. Класифікація ядерних реакторів АЕС**

Ядерні реактори за своїми параметрами, призначенням, конструктивним виконанням і за рядом інших ознак дуже різноманітні. Класифікувати ядерні реактори можна за такими основними відмінними ознаками: за величиною енергії нейтронів, що викликають поділ ядер; за видом сповільнювача; за видом і параметрами теплоносія; за конструктивним виконанням; за компоновальним рішенням; за призначенням.

### ***1.2.1. Класифікація реакторів за величиною енергії нейтронів, що викликають поділ ядер***

Реактори, в яких поділ ядер викликають, в основному, теплові нейтрони, що мають енергію менше 1 eВ, називаються реакторами на теплових нейтронах. Реактори, в яких велику частину поділів ядер проводять швидкі нейтрони з енергією, що дорівнює 0,5÷10 MeВ, називаються реакторами на швидких нейтронах. Існують також реактори, в яких поділ ядер проводиться переважно проміжними нейтронами з енергією, яка дещо перевищує енергію

теплових нейтронів (близько 6,7 eВ), і які мають швидкість близько 30 км/с. Такі реактори називаються реакторами на проміжних нейтронах.

У  $^{233}\text{U}$ ,  $^{235}\text{U}$ ,  $^{239}\text{Pu}$  поперечний переріз поділу\* для теплових нейтронів в сотні разів більший, ніж для швидких. Тому теплові нейтрони значно ефективніші для поділу ядер цих ізотопів, ніж швидкі. Застосовуючи теплові нейтрони, можна підтримувати ланцюгову реакцію поділу  $^{235}\text{U}$  в природному урані, що містить всього лише 0,714 % цього ізотопу, тоді як швидкими нейтронами здійснити ланцюгову реакцію в природному урані неможливо, не дивлячись на те, що швидкі нейтрони викликають поділ не тільки  $^{235}\text{U}$ , але також і  $^{238}\text{U}$ , вміст якого у природному урані становить 99,28 %.

У реакторах на швидких нейтронах концентрація подільних нуклідів повинна бути набагато вища, ніж в реакторах на теплових нейтронах, тому в них використовується високозбагачене паливо. Об'ємне енерговиділення в активній зоні реакторів на швидких нейтронах складає 500÷1000 МВт/м<sup>3</sup>.

У реакторах на теплових нейтронах концентрація подільних нуклідів нижча, ніж в реакторах на швидких нейтронах, тому в них використовується малозбагачене (за подільним нуклідом) паливо або ж природний уран. Завдяки наявності великої кількості сповільнювача і меншій концентрації палива в активній зоні реакторів на теплових нейтронах, їх об'ємне енерговиділення істотно нижче, ніж у реакторів на швидких і проміжних нейтронах, і складає 120÷130 МВт/м<sup>2</sup>.

---

\* Поперечний переріз поділу – міра вірогідності зіткнення між якими-небудь двома частинками. Мірою вірогідності взаємодії нейтрона з ядром будь-якого нукліда є мікроскопічний переріз  $s$ , який фізично можна подати як частку площі поперечного перерізу ядра, потрапивши в яку, налітаючий нейтрон викликає ту або іншу ядерну реакцію:  $\sigma = \sigma_a + \sigma_s$  – повний мікроскопічний переріз взаємодії, см<sup>2</sup>, де  $\sigma_a = \sigma_f + \sigma_\gamma$  – переріз поглинання ( $\sigma_f$  – переріз поділу;  $\sigma_\gamma$  – переріз радіаційного захоплення);  $\sigma_s$  – переріз розсіяння.

Добуток числа ядер (атомів) в одиниці об'єму  $N$  на  $\sigma$  називається макроскопічним перерізом  $\Sigma$ . Фізично  $\Sigma$  – це міра вірогідності взаємодії частинки з ядрами речовини в 1 см<sup>3</sup> при пробігу відстані в 1 см.

Ядерний реактор необхідно розглядати не тільки як пристрій для вироблення теплової енергії, але і як пристрій для вироблення нових речовин, що поділяються, які утворюються в реакторі одночасно з вигоранням ядерного палива. Такими речовинами є  $^{239}\text{Pu}$ , що утворюється з  $^{238}\text{U}$  в результаті радіаційного захоплення нейтронів його ядрами і подальших радіаційних розпадів, і  $^{233}\text{U}$ , що утворюється в результаті розпадів, що йдуть услід за поглинанням нейтронів ядрами  $^{232}\text{Th}$ . Вони утворюються внаслідок таких реакцій:



Реакція (1.1) відбувається в активній зоні реакторів, що використовують так званий уран-плутонієвий паливний цикл, а реакція (1.2) – в активній зоні реакторів, що використовують торій-урановий цикл.

Реактори, в активній зоні яких знаходяться  $^{238}\text{U}$  або  $^{232}\text{Th}$ , належать до регенеративних реакторів, які працюють з відтворенням матеріалів, що поділяються. Відношення числа атомів нової речовини, що поділяється, отриманої в реакторі, до числа вигорілих атомів завантаженого ядерного палива називається коефіцієнтом відтворення. Реактори на швидких нейтронах характеризуються розширеним відтворенням вторинного ядерного палива, тобто в них накопичується палива більше, ніж витрачається. У реакторах на теплових нейтронах теоретичне максимальне значення коефіцієнта відтворення при поділі ядер палива дорівнює 1,10, а його дійсне значення завжди значно менше від цієї величини.

У цей час на всіх АЕС України використовується уран-плутонієвий цикл, що дає велику кількість відпрацьованого ядерного палива і радіоактивних відходів, які складаються з трансуранових елементів, включаючи ізотопи плутонію. Тому одним з шляхів вирішення проблеми виробництва і зберігання великої кількості високорадіоактивного відпрацьованого ядерного палива і радіоактивних відходів є перехід атомної енергетики України на безпечніший торій-урановий паливний цикл, що дає більш ніж в 10000 разів менше радіоактивних відходів в порівнянні з використовуваним в даний час уран-плутонієвим циклом. Цей шлях можливий при будівництві нових реакторів і енергоблоків АЕС.

### 1.2.2. Класифікація реакторів за видом сповільнювача

У реакторах на теплових нейтронах як сповільнювач використовуються речовини з малою атомною масою, які мають великий переріз пружного і непружного розсіювання і малий ефективний переріз поглинання нейтронів. За видом сповільнювача реактори на теплових нейтронах підрозділяються на легко водяні ( $\text{H}_2\text{O}$ ), важководяні ( $\text{D}_2\text{O}$ ), графітові ( $\text{C}$ ), берилієві ( $\text{Be}$ ,  $\text{BeO}$ ), органічні (дифеніл і подібні до нього). Найбільшого поширення набули легководяні, важководяні і графітові реактори.

У ядерних реакторах уповільнення нейтронів, які утворюються в процесі поділу ядер атомів палива, досягається за допомогою їх зіткнень з ядрами атомів сповільнювача при пружному розсіянні нейтронів в уповільнюючому середовищі: при кожному зіткненні з ядром сповільнювача нейтрон віддає цьому ядру частину своєї енергії. Середнє значення величини втрати енергії нейтроном при одному зіткненні з ядром атома сповільнювача зазвичай виражається середньою логарифмічною втратою енергії  $\xi$ . Чим більше  $\xi$ , тим ефективніше сповільнювач. Але для повної характеристики сповільнювача необхідно також враховувати його здатність розсіювати і поглинати нейтрони, тобто макроскопічний переріз розсіювання  $\Sigma_s$  і макроскопічний переріз поглинання  $\Sigma_a$ .

Сповільнювачі характеризуються уповільнюючою здатністю і коефіцієнтом уповільнення. Уповільнююча здатність сповільнювача – це добуток середньої логарифмічної втрати енергії нейтроном і макроскопічного перерізу розсіювання нейтронів  $\xi \cdot \Sigma_s$ . Показником ефективності сповільнювача є коефіцієнт уповільнення, що є відношенням уповільнюючої здатності до макроскопічного перерізу поглинання  $(\xi \cdot \Sigma_s) / \Sigma_a$ . Характеристики деяких сповільнювачів теплових нейтронів наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

**Властивості сповільнювачів теплових нейтронів**

Сповільнювач	Густина або щільність, г/см <sup>3</sup>	Уповільнююча здатність, см <sup>-1</sup>	Коефіцієнт уповільнення
H <sub>2</sub> O	1,00	1,35	71
D <sub>2</sub> O	1,10	0,176	5670
Графіт	1,60	0,060	192
Be	1,85	0,158	143

Найбільший коефіцієнт уповільнення зі всіх сповільнювачів теплових нейтронів має важка вода  $D_2O$  унаслідок дуже низького значення макроскопічного перерізу поглинання нейтронів. Тому у важководяних реакторах як паливо можна застосувати природний уран з мінімальним критичним завантаженням.

Легка (звичайна) вода  $H_2O$  має якнайкращу уповільнюючу здатність унаслідок великого значення макроскопічного перерізу розсіяння нейтронів. Тому розміри активної зони в легководяних реакторах найменші. Ядерне паливо в легководяних реакторах має бути збагаченим, тобто мати достатньо високу концентрацію подільних нуклідів, оскільки звичайна вода має великий макроскопічний переріз поглинання нейтронів.

Уповільнююча здатність графіту менша, ніж у легкої і важкої води, тому реактори з графітовим сповільнювачем мають найбільші розміри активної зони. Коефіцієнт уповільнення графіту майже в три рази вищий, ніж у легкої води, хоча істотно нижчий, ніж у важкої води. Ядерне паливо в графітових реакторах має бути збагаченим.

Недоліком сповільнювачів з берилію і його сплавів є їх токсичність і висока вартість, тому вони застосовуються рідко.

### ***1.2.3. Класифікація реакторів за видом і параметрами теплоносія***

Види і параметри теплоносіїв ядерних реакторів багато в чому визначаються теплофізичними властивостями самих теплоносіїв і технічними параметрами і гідравлічними схемами реакторів. Теплоносії повинні задовольняти таким вимогам:

- мати хороші теплофізичні властивості, щоб забезпечувати необхідну тепловіддачу і високу теплоємність;
- мати низький переріз захоплення нейтронів;
- бути сумісними з конструкційними матеріалами;
- бути термічно- і радіаційно-стійкими.

Ці вимоги, значною мірою, задовольняють легка (звичайна) вода ( $H_2O$ ), важка вода ( $D_2O$ ), органічні рідини (дифеніл, дифенільні суміші), гази (гелій, вуглекислий газ та інші), рідкі метали (натрій, калій, літій, їх евтектичні сплави та ін.).

Залежно від виду і параметрів теплоносія ядерні реактори підрозділяються на реактори з легководяним теплоносієм, реактори з важководяним теплоносієм, реактори з рідким органічним теплоносієм, реактори з газовим теплоносієм, реактори з рідкометалевим теплоносієм.

Вода (і легка, і важка) має достатньо хороші теплофізичні властивості. Більшість конструкційних матеріалів по відношенню до води є порівняно високо стійкими з погляду корозії і ерозії. Проте під впливом радіаційного опромінювання у воді відбуваються процеси радіолізу (розкладання на кисень  $O_2$  і водень  $H_2$ ). Легка (звичайна) вода широко поширена в природі, доступна і має невисоку вартість. Важка вода внаслідок її високої вартості як теплоносії застосовується рідше.

У реакторах деяких конструкцій легка вода є одночасно і теплоносієм, і сповільнювачем, причому вода в цих реакторах може знаходитися в різних агрегатних станах: у рідкому стані без процесів пароутворення (без кипіння), у вигляді пароводяної суміші і у вигляді пари. Реактори такого типу підрозділяються на реактори з водою під тиском і киплячі реактори. У реакторах з водою під тиском необхідно створювати високий тиск води в контурі теплоносія ( $6\div 20$  МПа) для забезпечення її рідкого стану при температурах, що досягаються в реакторах.

Застосування рідких органічних теплоносіїв дозволяє мати тиск в контурі близько  $1,5\div 2,0$  МПа. Такий тиск забезпечує відсутність пароутворення органічних рідин при температурах, що досягаються в активній зоні реакторів. Проте під впливом високих температур і радіаційного опромінення органічні рідини інтенсивно розкладаються, що є їх недоліком як теплоносіїв.

Газові теплоносії мають низьку тепловіддачу і теплоємність, тому для їх ефективного використання необхідно підвищувати тиск в контурі до  $10\div 25$  МПа.

Рідкометалеві теплоносії, разом з хорошими теплофізичними властивостями, що дозволяють мати відносний низький тиск в контурі ( $1,5\div 2,0$  МПа), мають як недоліки високу корозійну агресивність, наведену в результаті радіаційного опромінювання радіоактивність і високу температуру плавлення.



#### ***1.2.4. Класифікація реакторів за конструктивним виконанням***

За конструктивним виконанням реактори підрозділяються на такі типи: корпусні, каналні, басейнові.

Для корпусних реакторів характерна наявність корпусу, усередині якого тече загальний потік теплоносія, що омиває всі тепловидільні елементи. У каналних реакторах теплоносії проходить роздільно по кожному каналу з паливною збіркою, його подача здійснюється по індивідуальних трубопроводах. У басейнових реакторах корпусом є великий бак без герметичної кришки, який заповнений водою на декілька метрів. У нижній частині басейну знаходиться активна зона, через яку прокачується теплоносії.

#### ***1.2.5. Класифікація реакторів за схемами компоновки устаткування***

За цією ознакою всі реактори підрозділяються на три типи: реактори з петельною схемою компоновки устаткування, реактори з інтегральною схемою компоновки устаткування, реактори з блоковою схемою компоновки устаткування.

Для петельної схеми компоновки реакторів характерна наявність великого об'єму першого контура і довгих трубопроводів, що з'єднують реактор, парогенератори, насоси, компенсатори об'єму і інше основне устаткування контура. При інтегральній схемі компоновки реакторів в одному корпусі зосереджені реактор, парогенератори і насоси і відсутні патрубки і трубопроводи. Для блокової схеми компоновки реакторів характерна наявність коротких патрубків великого діаметра, що з'єднують основне устаткування першого контура.

#### ***1.2.6. Класифікація реакторів за призначенням***

Класифікація ядерних реакторів за призначенням здійснюється залежно від сфери їх застосування.

На атомних електростанціях ядерні реактори застосовуються для вироблення електричної і теплової енергій. На атомних станціях тепlopостачання (АСТ) вони використовуються для вироблення теплової енергії з метою опалювання і промислового тепlopостачання.

У суднових енергетичних установках вони застосовуються як джерела теплової, механічної і електричної енергій.

### 1.3. Принципові теплові схеми виробництва пари на АЕС

Теплові схеми АЕС за технологією виробництва робочої речовини – пари – поділяються на два принципово різних типи. У одній тепловій схемі пара виробляється безпосередньо в ядерному реакторі, а в іншій – в спеціальному теплообмінному агрегаті – парогенераторі за рахунок теплоти, яка вноситься до нього теплоносієм, що охолоджує реактор.

У першому випадку АЕС складається з одного контура, який включає ядерний реактор, що виробляє пару, і турбоустановку (турбоустановки). Цей тип АЕС називається одноконтурним.

У другому випадку в схемі АЕС існують два, рідше три, контури. За наявності двох контурів один з них об'єднує ядерний реактор і теплообмінний агрегат, що виробляє пару, – парогенератор, а інший включає парогенератор і турбоустановку (турбоустановки). Така схема АЕС називається двоконтурною. За наявності трьох контурів в схемі між реактором і парогенератором існує контур з проміжною теплообмінною установкою. Така схема АЕС називається триконтурною.

Принципову схему одноконтурної АЕС наведено на рис. 1.2. Активна зона реактора *1* складається з великої кількості тепловидільних елементів, омиваних водою і пароводяною сумішшю (випарник реактора – *а*) або перегрітою парою (пароперегрівач реактора – *в*). У випарнику вода нагрівається до температури насичення і випаровується в кількості, що відповідає витраті пари на турбіну. З випарника виходить пароводяна суміш з масовим паровмістом не більше 20 % і надходить в розділовий пристрій – сепаратор. Сепаратор або розташовується в корпусі реактора (для реакторів корпусного типу), або виноситься в окремий розділовий (сепараційний) барабан *б* – барабан-сепаратор. З барабана-сепаратора осаджена в ньому вода разом з живильною водою, що подається, по циркуляційному контуру знов надходить у випарну частину реактора. Рух води і пароводяної суміші в циркуляційному контурі реактора здійснюється або під дією напору перекачувального насоса *г* (примусова циркуляція), або в результаті природної циркуляції в тих випадках, коли гідравлічний опір контура малий.

Відсепарована в барабані-сепараторі насичена пара надходить в пароперегрівник реактора, де вона перегрівається до заданої температури, а потім по головному паропроводу 2 прямує в турбіну 3. У проточній частині турбіни пар розширюється і його теплова енергія перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни, який пов'язаний з ротором електричного генератора 4. У електричному генераторі механічна енергія перетворюється в електричну енергію. Пара з турбіни при низькому тиску (менше 0,01 МПа) надходить в конденсатор 5. На теплообмінній поверхні конденсатора, яка охолоджується циркуляційною технічною водою з водойми-охолоджувача або з інших джерел охолодження, пара конденсується. Конденсат пари (так званий основний конденсат) перекачувальними насосами 6 і 10 (відповідно конденсатним насосом і живильним насосом) подається через систему теплообмінників 7 і 9 в барабан-сепаратор. У системі теплообмінників 7, які називаються регенеративними підігрівниками, основний конденсат нагрівається за рахунок теплоти гріючої пари, яка надходить з відборів турбіни. У теплообмінник 9, який зветься деаератором, також надходить гріюча пара з відборів турбіни. За способом передачі теплоти деаератор є теплообмінником змішувального типу. Його основне призначення – видалення розчинених в конденсаті газів (деаерація), головним чином, кисню і вуглекислого газу, з метою захисту від корозії поверхонь елементів всього пароводяного тракту АЕС. У деаератор також надходить додаткова живильна вода із спеціальної установки для її хімічної підготовки 8 з метою поповнення існуючих в тракті втрат основного конденсату.

Радіаційні випромінювання, які супроводжують реакції ядерного поділу, повністю локалізуються біологічним захистом активної зони реактора 4. У зв'язку з наявністю в парі наведеної радіоактивності все устаткування енергоблоку одноконтурної АЕС є радіоактивним і вимагає відповідного біологічного захисту 11 і засобів дистанційного керування.

Основними перевагами одноконтурних АЕС в порівнянні з багатоконтурними (дво- і триконтурними) АЕС є: поєднання теплоносія і робочої речовини, менша кількість устаткування, менші витрати на власні потреби енергоблоків АЕС, велика максимально допустима (для вживаного типу реактора) верхня температура робочих циклів паротурбінних установок.

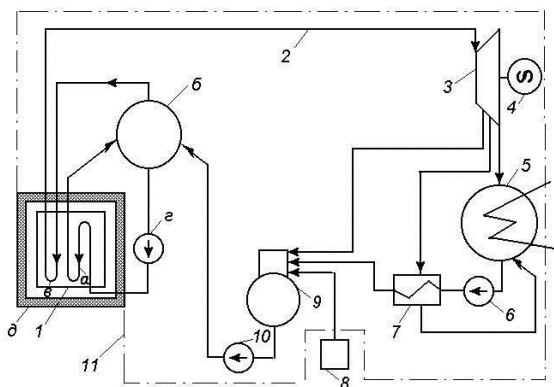


Рисунок 1.2 – Принципова схема одноконтурної АЕС:

1 – ядерний реактор (*a* – випарна частина реактора; *b* – розділовий (сепараційний) барабан; *e* – пароперегрівна частина реактора; *z* – перекачувальний насос; *d* – біологічний захист активної зони реактора); 2 – головний паропровід; 3 – парова турбіна; 4 – електрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – конденсатний насос; 7 – система регенеративних підігрівників; 8 – установка для підготовки додаткової живильної води; 9 – деаератор; *l* – живильний насос; *ll* – біологічний захист енергоблоку

До основних недоліків одноконтурних АЕС слід зарахувати, перш за все, те, що в них не завжди існує можливість забезпечення оптимального завантаження реактора паливом, оскільки теплові і ядерні властивості робочої речовини не завжди дозволяють щонайкраще здійснювати охолодження реактора, а також те, що завжди залишається підвищена небезпека радіаційного опромінювання експлуатаційного персоналу при обслуговуванні і ремонті устаткування.

На АЕС з одноконтурними схемами застосовуються такі типи реакторів:

- водо-водяні реактори киплячого типу ВВРк, в яких легка вода є одночасно теплоносієм і сповільнювачем;
- важководяні реактори киплячого типу з теплоносієм у виді важкої води або легкої води і сповільнювачем у виді важкої води (відповідно ТТРк і ВТРк);

- водографітові реактори киплячого типу ВГРк з теплоносієм у виді легкої води і сповільнювачем у виді графіту;
- газографітові високотемпературні реактори ГГРт, що працюють на ядерному паливі у виді суміші сильнозбагаченого урану і торію, в яких як теплоносієм застосовується інертний газ (наприклад, гелій), а сповільнювачем є графіт.

Принципову схему двоконтурної АЕС наведено на рис. 1.3. Підігрів живильної води до температури насичення, її випаровування і можливий перегрів пари здійснюються в парогенераторі 15 за рахунок теплоти, яка вноситься теплоносієм першого контура, що надходить з ядерного реактора 1. Цей теплоносієм є охолоджувальним середовищем для реактора і гріючим середовищем для парогенератора. Як теплоносії застосовуються рідкі і газоподібні речовини, рух яких в першому контурі АЕС здійснюється за допомогою насоса 14. У першому контурі передбачаються спеціальні установки, призначені для очищення теплоносія від домішок, а також для підготовки і введення в контур додаткового теплоносія. Перший контур є замкнутим. Другий контур включає головний паропровід 4, турбіну 5, електрогенератор 6, конденсатор 7, конденсатний насос 8, систему регенеративних підігрівників низького тиску 9, установку для хімічної підготовки додаткової живильної води 10, живильний насос 11, деаератор 12, систему регенеративних підігрівників високого тиску 13 і парогенератор 15.

Основними перевагами двоконтурних АЕС в порівнянні з одноконтурними АЕС є, по-перше, доступність устаткування другого контура для обслуговування і ремонту під час експлуатації унаслідок відсутності в ньому наведеної радіоактивності, а по-друге, можливість вибору теплоносія першого контура з такими нейтронно-фізичними властивостями, які одночасно забезпечують максимальний відбір теплоти (тепложом) в активній зоні реактора і ефективність його охолодження.

Основними недоліками двоконтурних АЕС в порівнянні з одноконтурними АЕС є такі: ускладнення процесу експлуатації АЕС у зв'язку з наявністю двох контурів, які часто працюють на різних теплоносіях; значно більша кількість устаткування; збільшені витрати на власні потреби енергоблоків; менша максимально допустима верхня температура робочих циклів паротурбінних установок через існування температурного напору між контурами в парогенераторі.

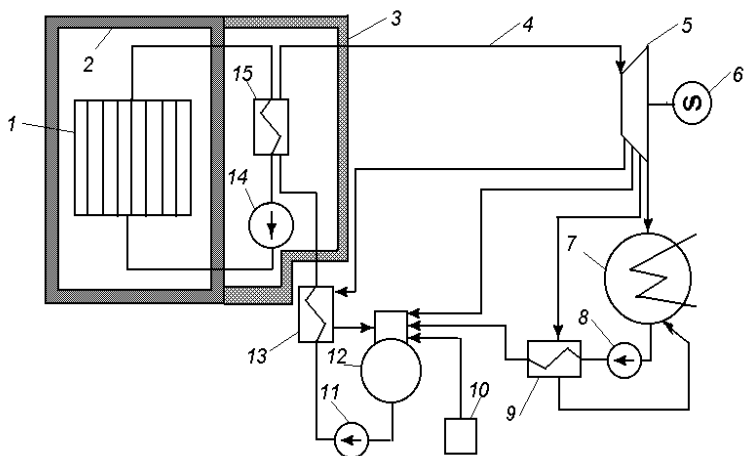


Рисунок 1.3 – Принципова схема двоконтурної АЕС:

1 – ядерний реактор; 2 – біологічний захист реактора; 3 – біологічний захист парогенератора; 4 – головний паропровід; 5 – парова турбіна; 6 – електрогенератор; 7 – конденсатор; 8 – конденсатний насос; 9 – система регенеративних підігрівників низького тиску; 10 – установка для підготовки додаткової живильної води; 11 – живильний насос; 12 – деаератор; 13 – система регенеративних підігрівників високого тиску; 14 – насос першого контура; 15 – парогенератор

На АЕС з триконтурними схемами (рис. 1.4), на яких, як правило, застосовуються реактори, що охолоджуються рідким металом, процес виробництва пари ускладнюється через включення між реактором і парогенератором контура з проміжною теплообмінною установкою. На триконтурних АЕС теплота від теплоносія першого контура передається проміжному теплоносію другого контура (також рідкому металу), що є, у свою чергу, теплоносієм для парогенератора. Не дивлячись на наявність трьох контурів, ці АЕС з погляду технології виробництва пари можна зарахувати до двоконтурних АЕС з ускладненим першим контуром унаслідок включення проміжної теплообмінної установки.

Застосування на АЕС триконтурних схем дозволяє виключити попадання радіоактивного теплоносія першого контура в паротурбінний

контур, і, навпаки, виключити забруднення теплоносія першого контура робочою речовиною з паротурбінного контура. Це підвищує радіаційну безпеку АЕС.

## **1.4. Теплові схеми АЕС з реакторами різних типів**

Як вже наголошувалося, в атомній енергетиці застосовується велика кількість різних типів і конструкцій ядерних енергетичних реакторів. Вони відрізняються, в основному, за видом і параметрами теплоносія, складом завантаженого в активну зону реактора ядерного палива, величиною енергії нейтронів, що викликають поділ ядер, видом сповільнювача нейтронів, конструктивним виконанням реактора і іншими менш принциповими ознаками. Розглянемо теплові схеми АЕС з реакторами різних типів.

### ***1.4.1. Схеми АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом***

Схеми АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом, як правило, є триконтурними (рис. 1.4). В них застосовуються реактори на швидких нейтронах, що не вимагають сповільнювача. Для цих реакторів найбільш ефективним є уран-плутонієвий паливний цикл, при якому в реакторах виникають потоки нейтронів з вищою енергією, а не будь-який інший цикл. Переріз поглинання швидких нейтронів ядрами природного урану, що поділяються, відносно невеликий, і тому з метою його збільшення ядерне паливо у вигляді окису або карбіду  $^{238}\text{U}$  для реакторів на швидких нейтронах збагачується  $^{239}\text{Pu}$  або  $^{235}\text{U}$ . Таке збагачення значно збільшує собівартість ядерного палива, а отже, і собівартість електроенергії, вироблюваної на АЕС. З метою зниження собівартості електроенергії, вироблюваної на АЕС з реакторами на швидких нейтронах, твели цих реакторів конструюються так, щоб забезпечити високу тепловіддачу від них, тобто так, щоб кожен твел мав високу питому енергонапруженість. Відбір теплоти (теплотійом) від твелів реакторів на швидких нейтронах при їх високій питомій енергонапруженості забезпечується шляхом застосування в реакторах цього типу як теплоносіїв рідких металів.

Основною перевагою АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом, є їх підвищена радіаційна безпека унаслідок відсутності можливості контакту радіоактивного рідкометалевого теплоносія першого контура з робочою речовиною третього (паротурбінного) контура.

Перший контур триконтурної АЕС (рис. 1.4) складається з активної зони реактора на швидких нейтронах 1, проміжної теплообмінної установки 7 і насоса 8. Він призначений для відбору теплоти від реактора і передачі її теплоносію другого (проміжного) контура, що включає парогенератор 5, насос 6 і проміжну теплообмінну установку 7. У першому і другому контурах використовується однаковий рідкометалевий теплоносій (найчастіше натрій). Пройшовши активну зону реактора, теплоносій нагрівається до температури близько 550 °С, надходить в проміжну теплообмінну установку і, пройшовши через неї, виходить з температурою близько 380 °С.

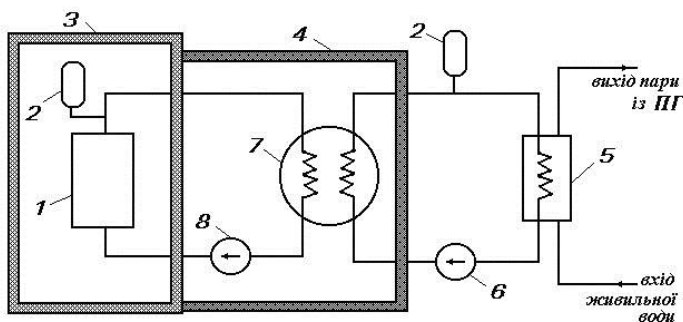


Рисунок 1.4 – Схема виробництва пари на триконтурній АЕС:  
 1 – реактор; 2 – компенсатор об'єму; 3 – біологічний захист реактора;  
 4 – біологічний захист проміжного контура; 5 – парогенератор;  
 6 – насос проміжного контура; 7 – проміжна теплообмінна установка;  
 8 – насос першого контура

Функціонування першого контура забезпечується такими допоміжними системами:

- системою очищення рідкометалевого теплоносія, призначеного для контролю і підтримки необхідної кількості і якості теплоносія в контурі;



- системою приготування і попереднього очищення рідкометалевого теплоносія перед подачею його в контур;

- газовою системою, призначеною для заповнення осушеним і очищеним від кисню інертним газом порожнин контура над рідкометалевим теплоносієм;

- системою газового розігрівання, призначеною для розігрівання контура перед заповненням його рідкометалевим теплоносієм і підтримки його в гарячому стані;

- системою охолодження вивантажуваного відпрацьованого ядерного палива;

- системами подачі і прийому рідкометалевого теплоносія.

Параметри першого контура триконтурних АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом, контролюються автоматизованою системою управління, яка включає іонізаційні камери, датчики температури і тиску, вимірювачі витрат, датчики числа обертів насосів і інші вимірювальні прилади.

Другий контур триконтурних АЕС з реакторами, що охолоджуються рідким металом, призначений для передачі теплоти від теплоносія першого контура робочій речовині третього контура в парогенераторі. У його склад також входять допоміжні системи, які аналогічні допоміжним системам першого контура. Рідкий метал (натрій) як теплоносій другого контура нагрівається в проміжній теплообмінній установці до температури близько 520 °С і прямує в парогенератор, де охолоджується до температури близько 320 °С, віддаючи теплоту робочій речовині третього контура (паротурбінної установки).

Для виключення протікання радіоактивного рідкометалевого теплоносія першого контура в нерадіоактивний рідкометалевий теплоносій другого контура тиск в другому контурі завжди більший, ніж в першому.

#### ***1.4.2. Схеми АЕС з канальними реакторами***

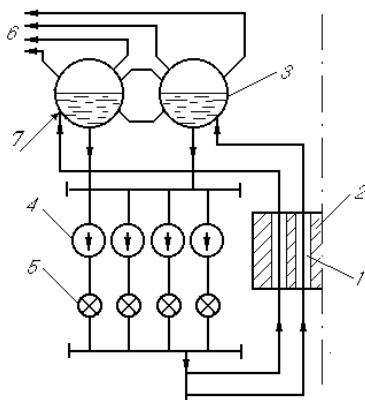
Атомні електростанції з канальними реакторами працюють за одноконтурною схемою, тобто пара на цих АЕС виробляється безпосередньо в реакторі. Канальні реактори мають порівняно простішу конструкцію, ніж інші типи реакторів, проте їх радіоактивне випромінювання розповсюджується на всі технологічні елементи енергоблоків, викликаючи необхідність біологічного захисту енергоблоків. У

реакторах каналного типу великої потужності РБМК сповільнювачем нейтронів є графіт, а теплоносієм – легка вода. Активна зона каналних реакторів складається з графітових блоків, через які в певному порядку проходять вертикальні технологічні канали круглого перерізу з вмонтованими в них твелями у вигляді тепловідільних збірок (ТВЗ).

Циркуляційний контур каналних реакторів призначений для подачі теплоносія в технологічні канали активної зони реакторів з метою відведення теплоти від ТВЗ. У вельми поширених каналних реакторах РБМК-1000 (рис. 1.5) циркуляційний контур складається з двох автономних петель, кожна з яких відводить теплоту від половини ТВЗ. У кожну петлю входять два барабани-сепаратори, чотири головні циркуляційні насоси (ГЦН), всмоктуючий колектор з трубопроводами і арматурою, напірний колектор, труби пароводяних комунікацій і інші елементи. До технологічних каналів 1 при роботі на номінальному режимі теплоносії надходить з температурою 270 °С. Омиваючи ТВЗ, він нагрівається до температури насичення, частково випаровується, і пароводяна суміш з температурою 285 °С і тиском 7 МПа подається в барабани-сепаратори 3. У барабанах-сепараторах пароводяна суміш розділяється на пару і воду. Відсепарована вода змішується з живильною водою 7 в змішувачах, надходить в опускні трубопроводи і за допомогою циркуляційних насосів 4 знов прямує в технологічні канали. Температура живильної води на вході в змішувачі на номінальному режимі роботи складає 168 °С. Насичена пара відводиться з верхньої частини барабанів-сепараторів по паропроводах 6 до турбін.

Функціонування каналних реакторів забезпечується такими допоміжними системами: системою охолодження продувальної води і розхоладжування реактора; системою подачі і регулювання витрати живильної води; системою охолодження технологічних каналів; системою аварійного охолодження активної зони реактора (САОЗ) і іншими системами.

САОЗ призначена для охолодження активної зони реактора в аварійних ситуаціях, що виникають у разі розгерметизації циркуляційного контуру. Вона складається з трьох підсистем: основної, допоміжної і підсистеми тривалого розхоладжування. Основна і допоміжна підсистеми забезпечують аварійне охолодження активної зони реактора протягом 2 хвилин, починаючи з моменту розгерметизації контуру. Потім включається підсистема тривалого розхоладжування, що використовує для охолодження штатні запаси води в спеціальних баках і спеціальні насоси.



*Рисунок 1.5 – Циркуляційний контур каналного реактора РБМК-1000:*

*1 – технологічні канали з твелями; 2 – графітові блоки; 3 – барабани-сепаратори; 4 – головні циркуляційні насоси (ГЦН); 5 – зворотні клапани; 6 – підведення пари до турбін; 7 – підведення живильної води*

Потужність реакторів каналного типу визначається кількістю технологічних каналів і потужністю кожного каналу. У цей час в експлуатації в різних країнах (Росія, Литва та інші) знаходяться, в основному, енергоблоки АЕС з каналними реакторами РБМК, що мають одиничну електричну потужність 500, 1000 і 1500 МВт.

### ***1.4.3. Схеми атомних станцій тепlopостачання***

Використання атомної енергії з метою виробництва низькопотенційної теплоти для міських мереж опалювання і гарячого водопостачання обумовлене прагненням знизити частку витрати органічного палива на ці цілі і таким чином сприяти вирішенню екологічних проблем, пов'язаних з викидом шкідливих речовин в атмосферу з димовими газами котельних установок.

З метою зниження капітальних витрат на будівництво магістральних трубопроводів атомні станції тепlopостачання (АСТ) розташовуються поблизу районів житлової забудови, що обумовлює підвищені вимоги до

їх безпеки. Таким вимогам в достатній мірі відповідає застосування в їх схемах водо-водяних реакторів.

АСТ працюють за триконтурною схемою (рис. 1.4), що включає такі контури: основний, проміжний і мережний. Для запобігання протіканню проміжного теплоносія в мережну воду, що направляється споживачеві, на атомних станціях теплопостачання тиск в проміжному контурі нижчий, ніж в мережному. Наприклад, тиск в проміжному і мережному контурах АСТ-500, що має теплову потужність 500 МВт, складає відповідно 1,2 і 1,6 МПа. У першому контурі АСТ застосовується природна циркуляція теплоносія, що істотно підвищує надійність системи охолодження активної зони реактора за рахунок виключення з схеми циркуляційних насосів і пов'язаних з їх відмовами аварійних ситуацій.

Для забезпечення додаткової безпеки основний корпус реактора АСТ поміщають в зовнішню міцну оболонку (контейнмент). Зовнішня оболонка розраховується на всі зусилля, які виникають при розриві основного корпусу. Вона забезпечує утримання теплоносія, що розливається в цьому випадку, і виключає викид радіоактивності в навколишнє середовище.

Проміжний контур АСТ виконується некиплячим з примусовою циркуляцією. У його склад входять системи газової компенсації, очищення і підживлення проміжного теплоносія, аварійного відведення теплоти.

#### ***1.4.4. Схеми АЕС і енерготехнологічних установок з високотемпературними газоохолоджуваними реакторами***

Перспективним напрямом розвитку атомної енергетики є створення високотемпературних реакторів з газовим охолодженням. У таких енергетичних реакторах можна досягти температури понад 1000 °С. Завдяки високим температурам газового теплоносія в першому контурі для вироблення електроенергії на АЕС можуть бути використані парові турбіни, розраховані на надкритичні початкові параметри пари (тиск – 17÷24 МПа; температура – 530÷580 °С). Коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних енергоблоків АЕС з такими турбінами складає 40÷43 %.

Застосування високотемпературних реакторів з газовим охолодженням вельми ефективне в енерготехнологічних установках, що використовуються для виробництва електроенергії і теплоти в енергоємних процесах хімічної і металургійної промисловості. Наприклад, дослідно-промислова

енерготехнологічна установка ВГ-400, що має теплову потужність 400 МВт, призначена для комбінованого вироблення теплоти і електроенергії в хімічному виробництві. Відповідно до конструктивної схеми цієї установки газовий (гелієвий) теплоносієй першого контуру, що виходить з реактора з температурою 950 °С, віддає 360 МВт теплоти теплоносію проміжного контуру у високотемпературному теплообміннику, охолоджуючись при цьому до 750 °С, а потім прямує в парогенератор, після якого з температурою 350 °С повертається в реактор. Теплоносієй проміжного контуру передає теплоту в хіміко-технологічну частину виробництва, а пара з парогенератора прямує в турбоустановку для вироблення електроенергії.

Можливе також застосування високотемпературних газоохолоджуваних реакторів в схемах АЕС, що використовують газотурбінний цикл.

#### ***1.4.5. Схеми АЕС з водо-водяними реакторами***

Серед великої кількості добре технічно розроблених і економічно ефективних типів реакторів для АЕС найбільшого поширення набули ті, що застосовуються у вітчизняній атомній енергетиці. Це водо-водяні енергетичні реактори ВВЕР і їх зарубіжні аналоги – реактори з водою під тиском PWR (pressurized water reactors). За конструктивною ознакою ці реактори належать до корпусних реакторів, за величиною енергії нейтронів, що викликають поділ ядер, – до реакторів на теплових нейтронах, за видом сповільнювача нейтронів і за видом теплоносія – до реакторів з легкою водою  $H_2O$ , тобто вода в них є одночасно і сповільнювачем, і теплоносієм. Як паливо в цих реакторах зазвичай використовується низькозбагачений (до 2÷5 %) діоксид урану  $UO_2$ .

На сучасних АЕС з ВВЕР (PWR) застосовуються двоконтурні схеми (рис. 1.3), в другому контурі яких як робоча речовина використовується насичена або слабо перегріта пара з тиском 4,4÷6,0 МПа. У теплових схемах турбоустановок цих АЕС передбачено сепарацію і проміжний паровий перегрів пари після циліндра високого тиску турбіни.

До складу першого контура АЕС з ВВЕР окрім реактора, парогенератора, головного циркуляційного насоса, трубопроводів і замкових засувки входять ще і такі системи:

- система компенсації тиску теплоносія, необхідна для вирівнювання коливань тиску в контурі, що виникають внаслідок теплового розширення;

- система підживлення контура, що забезпечує подачу підживлюючої води в контур для підтримки необхідного рівня теплоносія;
- система очищення теплоносія, призначена для забезпечення необхідної чистоти теплоносія і його дегазації;
- система аварійного охолодження активної зони реактора САОЗ, призначена для забезпечення розхолоджування реактора при аваріях, пов'язаних з розривом трубопроводів першого і другого контурів;
- системи контролю, управління і захисту.

Система аварійного охолодження активної зони реакторів ВВЕР складається з двох вузлів: пасивного і активного. Пасивний вузол призначений для первинного швидкого заливання активної зони реактора водою, в яку додана борна кислота, у разі розриву трубопроводів першого контуру. В нього входять спеціальні ємкості САОЗ, з'єднані трубопроводами з корпусом реактора. Активний вузол складається з двох незалежних контурів: аварійного розхолоджування і аварійного уприскування бору. Контур аварійного розхолоджування призначений для охолодження реактора водою з борною кислотою після спрацювання пасивного вузла. Крім того, цей контур використовується для планового розхолоджування реактора за схемою: реактор → теплообмінник розхолоджування → насос → реактор. Контур аварійного уприскування бору призначений для підтримки підкритичності активної зони реактора при аварійному розхолоджуванні.

За допомогою систем контролю, управління і захисту здійснюються технічний контроль параметрів функціонального стану устаткування і трубопроводів, автоматизоване управління технологічними процесами і захист устаткування від пошкоджень.

Водо-водяні енергетичні реактори набули найбільшого поширення у всьому світі. В Україні у цей час реактори ВВЕР-440 працюють на двох енергоблоках Рівненської АЕС (кожен з двома турбоустановками типу К-220-44, що мають електричну потужність 220 МВт), реактори ВВЕР-1000 працюють на шести енергоблоках Запорізької АЕС, трьох енергоблоках Південноукраїнської АЕС, двох енергоблоках Рівненської АЕС і двох енергоблоках Хмельницької АЕС (кожен з турбоустановкою типу К-1000-60/1500, яка має електричну потужність 1000 МВт).

Основні технічні характеристики енергоблоків АЕС з реакторами ВВЕР-440 і ВВЕР-1000 на номінальному режимі роботи наведено в табл. 1.5.

З часу пуску першого промислового водо-водяного енергетичного реактора ВВЕР на Нововоронезькій АЕС (Росія) в кінці 1964 р. відбувається постійне вдосконалення цих реакторів шляхом підвищення їх одиничної потужності, надійності, безпеки і поліпшення теплофізичних характеристик.

*Таблиця 1.5*

Основні технічні характеристики енергоблоків АЕС з ВВЕР

Характеристика	ВВЕР-440	ВВЕР-1000
Електрична потужність енергоблоку, МВт	440	1000
Теплова потужність реактора, МВт	1375	3230
ККД енергоблоку, %	32	33
Тиск теплоносія в першому контурі, МПа	12,5	16,0
Тиск пари перед турбіною, МПа	4,4	6,0
Кількість петель в реакторі	6	4
Витрата теплоносія через реактор, м <sup>3</sup> /г	39000	80000
Температура теплоносія на вході в реактор, °С	269	289
Середній нагрів теплоносія в реакторі, °С	31	33
Середня енергонапруженість активної зони, МВт/м <sup>3</sup>	83	111
Внутрішній діаметр корпусу реактора, мм	3560	4070
Характеристики активної зони реактора:		
еквівалентний діаметр, м	2,88	3,12
висота, м	2,50	3,55
кількість паливних касет	349	151
діаметр твела, мм	9,9	9,1
кількість стрижнів твелів в касеті	126	317
завантаження ядерного палива, т	42	75
середня глибина вигорання, МВт·доб/т U	28600	40000

## **Р о з д і л 2**

### **ТЕПЛОНОСІЇ ЯДЕРНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК**

Теплота, яка виділяється в активній зоні реакторів при поділі ядер важких елементів, відводиться за допомогою теплоносіїв. Як теплоносії в ядерних реакторах використовуються: звичайна вода (з кипінням і без кипіння в реакторі), важка вода, рідкі метали (натрій, калій, літій, свинець, вісмут і їх сплави, ртуть), рідкі органічні речовини (дифеніл, моноізопропіл-дифеніл і дифенільні суміші), гази (вуглекислий газ, гелій, повітря, дисоціюючі гази). Теплоносії ядерних енергетичних установок повинні мати такі специфічні характеристики:

- малу корозійну агресивність по відношенню до всіх матеріалів, вживаних в конструкціях реакторів і парогенераторів, і малу ерозійну дію на них;

- високу теплоємність;
- високу теплопровідність;
- малу в'язкість;
- високу температуру кипіння;
- низьку температуру плавлення (для рідкометалевих теплоносіїв);
- високу термостійкість;
- високу радіаційну стійкість;
- малий переріз поглинання нейтронів;
- малу наведену радіоактивність;
- вибухобезпечність, негорючість, нетоксичність.

Малі корозійна і ерозійна агресивності теплоносіїв підвищують надійність конструкцій устаткування ядерних енергетичних установок під час експлуатації і таким чином підвищують надійність роботи АЕС.

Вимога високих значень теплотехнічних характеристик теплоносіїв обумовлена необхідністю сприйняття ними великих питомих теплових потоків в ядерних реакторах.

Високі радіаційна і температурна стійкості виключають появу в теплоносіях різного роду домішок, що змінюють властивості теплоносіїв.



## 2.1. Водні теплоносії

Водні теплоносії у вигляді звичайної води  $\text{H}_2\text{O}$  в основному застосовуються в реакторах на теплових нейтронах, причому вода в них використовується не тільки як теплоносій, але і як сповільнювач, оскільки вона має великий макроскопічний переріз поглинання теплових нейтронів  $\Sigma_a$ , який складає  $6 \cdot 10^{-29} \text{ м}^2$ . Проте високий тиск насиченої водяної пари, який швидко зростає із збільшенням температури, вимагає створення для потужних сучасних реакторів контурів циркуляції, розрахованих на високий тиск (до  $17\div 20 \text{ МПа}$ ), що підвищує вартість ядерної енергетичної установки і ускладнює її експлуатацію.

Основною вимогою, яка ставиться до звичайної води як теплоносія, є її чистота. Тому при створенні ядерних енергетичних установок з водними теплоносіями організації водно-хімічного режиму, що забезпечує необхідну якість води, і дотриманню цього режиму під час експлуатації приділяється велика увага. Склад можливих домішок у водних теплоносіях при заповненні і підживленні контура визначається відповідними технічними нормами. Нормуються такі показники: значення рН; вміст кисню; солевміст (електропровідність); жорсткість; вміст хлоридів; вміст продуктів корозії. Вода для заповнення і підживлення контура циркуляції теплоносія готується методом глибокого хімічного знесолення за допомогою системи іонообмінних фільтрів. У процесі циркуляції в контурі вода очищається іонообмінними фільтрами або фільтрами з високотемпературними неорганічними сорбентами, що знаходяться в байпасних лініях контура.

Водневий показник рН – це логарифм концентрацій водневих іонів, узятий із зворотним знаком. Для нейтрального середовища  $\text{pH} = 7$ , для кислого середовища  $\text{pH} < 7$ , для лужного середовища  $\text{pH} > 7$ . Значення нормованого водневого показника водних теплоносіїв залежить від матеріалів, що застосовуються в конструкціях устаткування контура. За наявності в контурі конструкцій із сплавів алюмінію рН водних теплоносіїв знаходиться в діапазоні  $4\div 6$ , а за наявності конструкцій, виконаних з перлітних сталей, рН знаходиться в діапазоні  $9\div 10$ .

Кисень з водних теплоносіїв видаляється або в термічних деаераторах, або за допомогою електронно-іонообмінних фільтрів. Перед заповненням водою контур теплоносія продувається інертним газом. Для видалення

залишків кисню при заповненні контура у воду вводиться гідразин  $N_2H_4$ , що зв'язує кисень. Необхідно відзначити, що із зростанням температури розчинність кисню у воді спочатку зменшується, досягаючи мінімуму при  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а по мірі подальшого збільшення температури вона зростає, особливо різко при температурі вище  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Солевміст води, що циркулює в контурі теплоносія, оцінюється за значенням її електропровідності. Чиста вода, що не містить ніяких сторонніх іонів, має електропровідність близько  $0,05\text{ мкСм/см}$  при температурі  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В ядерних енергоустановках контур теплоносія зазвичай заповнюється і підживлюється водою з електропровідністю, що не перевищує  $1\text{ мкСм/см}$ . Із зростанням температури електропровідність води зростає, досягаючи  $3,2\text{ мкСм/см}$  при  $235\text{ }^{\circ}\text{C}$ , що сприяє інтенсифікації контактної корозії металів конструкцій устаткування контура. Присутність кисню, лугів металів, хлоридів і інших солей у воді збільшує її електропровідність і робить її агресивнішою по відношенню до конструкційних матеріалів.

Присутність у водних теплоносіях солей міді, магнію, кальцію, продуктів корозії заліза може призвести, у ряді випадків, до утворення накипу на поверхні твєлів, їх перегріву і виходу з ладу. Тому вміст цих речовин у водних теплоносіях строго контролюється і підтримується на мінімально допустимому рівні.

Основними джерелами газів у водних теплоносіях є: гази, розчинені у воді, яка надходить в контур при його заповненні і підживленні; процес радіолізу; процеси корозії з водневою деполяризацією; газ, що знаходиться в газових компенсаторах об'єму контура; уламки поділу ядер палива.

У активній зоні реактора у водному теплоносії перебігає процес радіолізу, що приводить до утворення в ньому кисню і водню.

У реакторах з водою під тиском в контурі циркуляції теплоносія (першому контурі двоконтурної АЕС) унаслідок радіолізу, а також процесів корозії і дозованої подачі аміаку  $NH_3$ , під час експлуатації поступово накопичується водень до значень концентрації  $25\div 50\text{ см}^3/\text{кг}$ .

Такі значення концентрації водню пригнічують процес радіолізу, тому кисень у водних теплоносіях двоконтурних АЕС зазвичай

---

\* Радіоліз – хімічне перетворення речовини під впливом іонізуючих випромінювань.

відсутній. Якщо кисень потрапляє у водний теплоносії першого контура з підживлюючою водою, він витрачається в хімічних реакціях окислення в ході корозійних процесів металів конструкцій устаткування і в реакціях хімічної взаємодії з воднем.

У реакторах киплячого типу одноконтурних АЕС радіолізний водень відповідно до коефіцієнта розподілу(( між водою і парою переходить, в основному, у пару і видаляється з пароводяного тракту в конденсаторах турбоустановки ежекторами. Таким чином, в киплячих реакторах унаслідок постійного видалення водню з пароводяного тракту радіоліз не пригнічується за рахунок концентрації водню і теплоносії, що одночасно є і робочою речовиною, завжди містить деяку кількість кисню. У енергоблоках однокон-турних АЕС вміст кисню в живильній воді складає  $0,03 \div 0,3$  мг/кг, в парово-дяній суміші –  $6 \div 10$  мг/кг, в насиченій парі –  $30 \div 40$  мг/кг. Придушення процесу радіолізу в киплячих реакторах здійснюється безперервною дозованою добавкою в живильну воду водню або аміаку. При введенні в живильну воду водню в кількості 160 мл/л вміст кисню в парі зменшується в  $8 \div 10$  разів.

Водний теплоносії, що циркулює в контурі реактора, розчиняє газ, що знаходиться в компенсаторах об'єму контура, в кількостях, визначуваних відповідно до закону Генрі, за яким концентрація розчиненої речовини пропорційна його парціальному тиску над розчином. З компенсаторів об'єму газ переноситься у водний теплоносії дифузійно. При температурі, що дорівнює  $90^\circ\text{C}$ , коефіцієнт дифузії кисню близький до  $10^{-8}$  см<sup>2</sup>/с. При зменшенні об'єму води в контурі теплоносія в нього надходить вода з компенсаторів, яка насичена газом. Якщо врахувати водень, що знаходиться в хімічному складі теплоносія, то сумарний вміст газів в ньому може досягати декількох сотень кубічних сантиметрів на літр. Присутність такої великої кількості розчиненого газу в теплоносії обумовлює особливі

---

\*\*\* Коефіцієнт розподілу – відношення концентрації домішки в рідкій і газовій фазах речовини, що знаходяться в рівновазі.

вимоги до конструкцій і режимів роботи циркуляційних насосів контура.

Тиск газу в компенсаторах об'єму контура досягає 15 МПа, тому навіть при малому об'ємному вмісті кисню в газі, який становить близько 0,1 %, його парціальний тиск досягає 0,015 МПа, що приводить до достатньо високої концентрації кисню у водному теплоносії. Цей чинник істотно впливає на корозійну стійкість конструкційних матеріалів.

Агресивність води разом з іншими її властивостями може істотно мінятися в різних місцях і ділянках контура теплоносія залежно від концентрації в них домішок, що містяться у воді. Таке явище, наприклад, спостерігається в щілинах зварних з'єднань каналів реакторів киплячого типу. Усередині каналів рухається насичена пароводяна суміш з температурою 327 °С. Температура зовнішніх поверхонь каналів складає 380 °С. За рахунок теплових потоків від зовнішніх стінок каналів до внутрішніх вода, яка знаходиться в щілинах зварних з'єднань, випаровується. В цьому випадку тиск пари в щілинах перевищує тиск пароводяної суміші в каналі, тому пара виходить з щілин доти, поки тиск в щілинах і в каналі не зрівняються. Пара, що залишилася в щілинах, перегрівається. Оскільки в каналі відбувається процес випаровування, тиск в ньому не залишається строго постійним, а коливається біля середнього значення, часом перевищуючи тиск в щілинах. При цьому в зварні щілини надходять все нові порції води, і процес її випаровування в щілинах відбувається безперервно. Відповідно до коефіцієнта розподілу рівноважна концентрація хлоридів у воді значно вища (до 10000 разів), ніж в насиченій парі. Тому в щілинах зварних з'єднань каналів відбувається поступове збільшення концентрації хлоридів і, не дивлячись на їх відносно низький вміст в пароводяній суміші каналу ( $2,5 \cdot 10^{-6} \%$ ), утворення сильно концентрованого хлорного розчину, що містить при температурі 380 °С і тиску 13÷15 МПа 42 % хлоридів, викликає корозію металів зварних з'єднань.

Необхідно відзначити, що збільшення концентрації хлоридів відбувається також в зоні випаровування живильної води в парогенераторах енергоблоків двоконтурних АЕС з ВВЕР, що генерують пару з тиском 4,4÷6,0 МПа. При цих значеннях тиску розчинність хлоридів в насиченій парі мала, тому практично всі хлориди, які приносяться живильною водою, залишаються в зоні випаровування парогенераторів, безперервно збільшуючи свою концентрацію.

Підвищення концентрації хлоридів призводить до руйнування конструкційних сталей, з яких виготовлені вузли і елементи реакторних і парогенераторів установок, у вигляді корозійного розтріскування.

При випаровуванні води в щілинах конструкцій устаткування контура циркуляції теплоносія, наприклад, в місцях вальцювання трубних дощок парогенераторів, може зростати також концентрація гідрооксиду натрію NaOH, що може призвести до розвитку лужної крихкості і подальшого руйнування металів. З метою попередження цього явища здійснюється добавка легкого луку гідрооксиду амонію  $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$  у водні теплоносії. В цьому випадку в процесі випаровування води в щілинах конструкцій збільшується концентрація гідрооксиду амонію і відбувається його розкладання на воду  $\text{H}_2\text{O}$  і газоподібний аміак  $\text{NH}_3$ , що перешкоджає збільшенню концентрації гідрооксиду натрію. Слід зазначити, що гідрооксид амонію – слабкий луг. Константа його дисоціації за нормальних умов дорівнює  $1,8 \cdot 10^{-5}$  і зменшується із зростанням температури.

Важка вода  $\text{D}_2\text{O}$  також ефективно застосовується в ядерних реакторах на теплових нейтронах як теплоносієм, оскільки вона, як вже наголошувалося, має найбільший коефіцієнт уповільнення теплових нейтронів, хоча в порівнянні із звичайною водою  $\text{D}_2\text{O}$  володіє декілька гіршою здатністю уповільнювати швидкі нейтрони. Теплофізичні властивості звичайної і важкої води наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Теплофізичні властивості звичайної і важкої води

Властивості	$\text{H}_2\text{O}$	$\text{D}_2\text{O}$
Відносна молекулярна маса, г/моль	18,016	20,029
Густина при 20°C, г/см <sup>3</sup>	0,998	1,106
Температура максимальної густини, °C	3,98	11,21
Температура плавлення при нормальному тиску, °C	0	3,82
Температура кипіння при нормальному тиску, °C	100	101,43
Критична температура, °C	374,15	371,5
Критичний тиск, МПа	22,565	22,280
Критична густина, г/см <sup>3</sup>	0,308	0,340

Теплота плавлення, кДж/кг	331,9	317,1
Теплота паротворення, кДж/кг	2253	2067
Теплоємність при 20°C, кДж/(кг·K)	4,18	4,196

Вміст важкої води в звичайній воді складає 0,017 %, що приблизно відповідає вмісту однієї молекули D<sub>2</sub>O в 7000 молекулах H<sub>2</sub>O. Для отримання важкої води найбільш широке промислове застосування отримали три способи: електроліз, дистиляція і хімічний обмін. Присутність звичайної води у важкій воді погіршує її властивості як сповільнювача теплових нейтронів. Проте висока вартість виробництва чистої важкої води примушує використовувати в ядерних реакторах на теплових нейтронах дешевшу, але менш чистішу важку воду, що містить близько 10 % звичайної води як домішки. Розчинність різних солей у важкій воді приблизно на 10 % менша, ніж у звичайній.

У процесі експлуатації АЕС наведена радіоактивність водних теплоносіїв збільшується, оскільки стають радіоактивними атоми кисню, що належить H<sub>2</sub>O або D<sub>2</sub>O. У теплоносії переходять радіоактивні продукти поділу ядер палива і радіоізотопи, що утворюються в конструкційних матеріалах устаткування активної зони реактора. Крім того, в теплоносії переходять радіоактивні продукти корозії конструкційних матеріалів устаткування активної зони реактора і матеріалів устаткування, що знаходиться поза активною зоною.

При проходженні водних теплоносіїв через активну зону реактора під дією теплових нейтронів утворюється радіоізоотоп кисню <sup>19</sup>O внаслідок реакції  $^{18}\text{O}(n, \gamma) \rightarrow ^{19}\text{O}$ , який дає жорстке  $\gamma$ -випромінювання. Це випромінювання або, інакше кажучи, киснева активність, визначає рівень радіаційного випромінювання теплоносіїв в трубопроводах контура працюючого реактора і, значною мірою, вимоги до його біологічного захисту. Період напіврозпаду <sup>19</sup>O складає 26,91 с. Тому після зупину реактора киснева активність теплоносія досить швидко знижується і радіоактивність контура в цьому випадку визначається уламками поділу ядер палива і радіоактивними продуктами корозії. Частка ізоотопу <sup>18</sup>O в звичайній воді дорівнює 0,002 %.

Під дією швидких нейтронів в активній зоні реактора перебігають реакції  $^{16}\text{O}(n, p) \rightarrow ^{16}\text{N}$  і  $^{17}\text{O}(n, p) \rightarrow ^{17}\text{N}$ . Період напіврозпаду радіоізоотопу азоту

$^{16}\text{N}$  складає 7,11 с,  $^{17}\text{N}$  – 4,17 с. Ці нукліди вступають в реакцію з киснем, утворюючи нітрати і нітрити, і з воднем, утворюючи аміак. В одноконтурних АЕС з реакторами киплячого типу ці сполуки разом з парою потрапляють в проточну частину турбіни, збільшуючи рівень радіаційного фону в машинному залі електростанції.

Осколкова радіоактивність водних теплоносіїв виникає у тому випадку, коли при порушенні суцільності оболонок твелів унаслідок технологічних дефектів в металі і зварних швах уламки поділу ядер палива і само паливо потрапляють у воду. При цьому частина уламків поділу скупчується під оболонками твелів. У процесі поділу ядер палива і їх подальшого розпаду утворюється більше 250 радіонуклідів, з них 33 є інертними або леткими газами. На осколкову радіоактивність водних теплоносіїв, в основному, впливають радіонукліди ксенону Xe, бромів Br, криптону Kr, йоду I. При значних пошкодженнях оболонок твелів і достатньо обширному контакті ядерного палива з водними теплоносіями в них також виявляються радіонукліди молібдену Mo, стронцію Sr, барію Ba, лантану La, цирконію Zr, ніобію Nb і урану U. Найбільший вплив на осколкову радіоактивність водних теплоносіїв при пошкодженні оболонок твелів робить  $^{133}\text{Xe}$  з періодом напіврозпаду 5,245 діб.

У двоконтурних АЕС радіоактивне забруднення водних теплоносіїв за рахунок попадання в них радіоактивних продуктів корозії відбувається, більшою мірою, через опромінені продукти корозії матеріалів устаткування активної зони реактора, і, у меншій мірі, через опромінені продукти корозії матеріалів устаткування, що знаходиться поза активною зоною. Радіоактивне забруднення водних теплоносіїв за рахунок опромінених в активній зоні реактора продуктів корозії визначається, в основному, наявністю в них радіонуклідів хрому  $^{51}\text{Cr}$ , марганцю  $^{56}\text{Mn}$  і  $^{64}\text{Mn}$ , кобальту  $^{58}\text{Co}$  і  $^{60}\text{Co}$ , заліза  $^{69}\text{Fe}$ . В одноконтурних АЕС з киплячими реакторами унаслідок застосування мідних сплавів як конструкційних матеріалів в конденсаторах і підігрівниках живильної води турбоустановок на радіоактивне забруднення водних теплоносіїв за рахунок опромінених продуктів корозії впливають ще і радіонукліди міді і цинку.

Радіоактивні продукти корозії розносяться водними теплоносіями по всьому контуру і відкладаються на різних поверхнях устаткування, у тому числі і на поверхнях твелів, а також скупчуються в застійних зонах контура.

Ці процеси приводять до підвищення радіоактивності устаткування контура, а отже, і до утруднення його обслуговування і ремонту. Наприклад, за даними досліджень, проведених в США, рівень  $\gamma$ -випромінювання трубок вододіяного реактора типу PWR через добу після його зупину в середньому складав  $(1,55 \div 1,80) \cdot 10^{-5}$  Кл/(кг·год), а на окремих ділянках він досягав  $6,45 \cdot 10^{-4}$  Кл/(кг·год), що було пов'язане з локальним накопиченням радіоактивних продуктів корозії на цих ділянках. За даними цих же досліджень, після двох років роботи реактора типу PWR відразу після його зупину 50 % радіоактивності трубок було обумовлено наявністю на їх поверхні радіонуклідів заліза  $^{69}\text{Fe}$  і марганцю  $^{56}\text{Mn}$  і  $^{64}\text{Mn}$ , а приблизно 80 % довгоживучої радіоактивності, тобто радіоактивності, що була присутня через декілька місяців після зупину реактора, було обумовлено накопиченням на поверхні трубок радіонуклідів кобальту  $^{58}\text{Co}$  і  $^{60}\text{Co}$ .

## 2.2. Рідкометалеві теплоносії

Рідкі метали як теплоносії використовуються як в реакторах на швидких, так і в реакторах на теплових нейтронах. Вони мають ряд переваг у порівнянні з водою. У рідких металів відсутня властива воді залежність зміни температури кипіння від тиску, що дозволяє створювати високотемпературні контури рідкометалевих теплоносіїв при відносно низьких значеннях тиску в них ( $1,5 \div 2,0$  МПа). Радіаційне опромінювання не викликає в рідких металах явищ, подібних до радіолізу води. Рідкометалеві теплоносії мають малий тиск насиченої пари і високі термічну і радіаційну стійкості, що також вигідно відрізняє їх від водних і інших видів теплоносіїв.

Істотним недоліком рідких металів є їх мала в порівнянні з водою об'ємна теплоємність. Ще одним недоліком рідких металів (окрім ртуті і натрій-калієвих сплавів) є їх фазове перетворення на твердий стан при температурі навколишнього середовища в технологічних приміщеннях АЕС ( $18 \div 20$  °С). Це вимагає створення спеціальної системи підігріву металів, використовуваних як теплоносії, що істотно ускладнює конструкції і теплові схеми АЕС, а також режими їх експлуатації.



Рідкометалеві теплоносії мають достатньо високу теплопровідність, в 10÷100 разів більшу, ніж у води, що забезпечує інтенсивніший в порівнянні з водою тепловідвід від твєлів. Це особливо важливо для реакторів на швидких нейтронах, в яких щільність теплового потоку на поверхнях твєлів досягає  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{с)}$ .

Деякі теплофізичні і ядерні властивості рідких металів наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Теплофізичні і ядерні властивості рідких металів

Властивість	Bi	Pb	Li	Hg	K	Na	Na-44%K
Температура плавлення, °C	270	327	180,5	-38,8	63,7	97,8	19
Температура кипіння, °C	1477	1737	1336	357	760	883	825
Питома масова теплоємність при 400 °C, кДж/(кг·K)	0,1481	0,1473	4,3263	0,1377	0,764	1,278	1,0510
Густина при температурі плавлення, кг/см <sup>3</sup>	10	10,7	0,61	13,7	0,82	0,93	0,89
Теплопровідність при 400 °C, Вт/(м·K)	15,57	15,22	47,77	12,60	39,80	71,19	26,84
Переріз поглинання теплових нейтронів, $10^{28} \text{ м}^2$	0,034	0,17	71	374	1,97	0,52	0,96

Найменший переріз поглинання теплових нейтронів мають вісмут Bi, свинець Pb, натрій Na і калій K, тому вони найбільш придатні як теплоносії для реакторів на теплових нейтронах. Для реакторів на швидких нейтронах найбільш перспективними теплоносіями є ртуть Hg і літій Li.

При опромінюванні нейтронами в рідкометалевих теплоносіях утворюються радіонукліди, погіршуючи радіаційну обстановку в контурі. З погляду наведеної радіоактивності найбільш несприятливі

властивості мають натрій Na і калій K. Перший дає радіонуклід  $^{24}\text{Na}$  з середньою енергією  $\gamma$ -випромінювання, що дорівнює 2,07 MeV ( $3,31 \cdot 10^{-13}$  Дж), другий –  $^{38}\text{K}$  з середньою енергією  $\gamma$ -випромінювання, що дорівнює 2,16 MeV ( $3,46 \cdot 10^{-13}$  Дж). Рівень наведеної радіоактивності за рахунок  $^{24}\text{Na}$  в реакторах з натрієвими теплоносіями в середньому складає  $3,7 \cdot 10^{14} \div 3,7 \cdot 10^{17}$  Бк. Оскільки період напіврозпаду  $^{24}\text{Na}$  відносно невеликий, то після зупинів реакторів рівень наведеної радіоактивності швидко знижується.

При контакті металів, з яких виготовлено устаткування контура, з рідкометалевими теплоносіями виникають такі види корозії: розчинення металів в розплаві теплоносія, зокрема селективне розчинення окремих компонентів сплавів металів; перенесення маси металів по тракту теплоносія; міжкристалічна корозія металів.

Процес розчинення твердих металів конструкцій устаткування контура в рідкометалевому теплоносії (розплаві) складається з двох стадій. На першій стадії відбувається розрив зв'язків атомів в кристалічних ґратах твердих металів конструкцій і утворення нових зв'язків з атомами рідкометалевого теплоносія або з атомами його домішок. На другій стадії розчинені атоми твердих металів конструкцій дифундують крізь прикордонний шар в об'єм рідкометалевого теплоносія. Розчинення твердих металів конструкцій супроводжується одночасно зворотною реакцією – виділенням розчинених атомів з рідкометалевого теплоносія. При рівності швидкостей обох реакцій настає насичення рідкометалевого теплоносія розчиненими атомами твердих металів конструкцій. У розплавах рідкометалевих теплоносіїв розчинність твердих металів конструкцій збільшується у міру зменшення різниці в значеннях атомних вагів цих металів і металу теплоносія. Деформація конструкцій устаткування, унаслідок якої змінюється енергетичний стан атомів твердих металів, також збільшує швидкість їх розчинення в розплаві теплоносія.

Якщо конструкції устаткування виготовлені із сплавів металів, можливе селективне розчинення в розплаві теплоносія їх окремих компонентів. У результаті переважного переходу більш легкорозчинних компонентів твердих сплавів в рідкометалевий теплоносієй на поверхні сплавів утворюється шар, збіднений цим компонентом, що може привести до фазових перетворень в сплавах. Так, наприклад, унаслідок селективного розчинення в натрієвому

теплоносії нікелю, що входить до складу легованих сталей, спостерігається перетворення заліза в сталі з аустеніту у ферит.

Перенесення маси твердих металів по тракту рідкометалевого теплоносія відбувається в конструкціях, окремі ділянки яких знаходяться в різних температурних зонах. У зонах із зниженою температурою відбувається зменшення розчинності елементів в рідкометалевому розплаві, унаслідок чого розплав стає пересиченим і в ньому відбувається виділення кристалів розчинених елементів. Частина кристалів, що випали, залишається в зонах із зниженою температурою, осідаючи на поверхні тракту цих ділянок конструкцій, а інша частина разом з потоком рідкого металу потрапляє в зони з підвищеною температурою. У цих зонах розчинення твердих металів конструкцій інтенсифікується, оскільки концентрація рідкометалевого розплаву знижується через підвищення температури. Це приводить до збільшення кількості маси твердих металів, які потрапляють в теплоносії. Після чергового попадання теплоносія в зони із зниженою температурою описаний процес повторюється і, таким чином, відбувається перенесення маси твердих металів по тракту теплоносія із зон конструкцій з підвищеною температурою в зони із зниженою температурою. Це перенесення маси твердих металів збільшується в тих випадках, коли поверхні холодних зон істотно більші від поверхонь гарячих зон. У ряді випадків такий процес може привести до утворення пробок в тракті теплоносія. Дослідження показали, що для конструкційної аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі марки X18H10T швидкість корозії в літєвому теплоносії в результаті перенесення маси цієї сталі із зон з температурою 580 °C у зони з температурою 170 °C при швидкості потоку теплоносія 0,15 м/с складає близько 0,1 г/(м<sup>2</sup>·рік). Для перлітових низьколегованих сталей це значення може бути на порядок більше.

Перенесення маси конструкційних матеріалів відбувається і в ізотермічних умовах. При розчиненні одного конструкційного сплаву в рідкометалевий теплоносії переходять легуючі елементи, які переносяться розплавом до іншого конструкційного металу або сплаву. Найбільш поширеним є перенесення вуглецю із сталей, що містять менш сильні карбїдоутворювальні елементи, до сталей з сильнішими карбїдоутворювальними елементами, а також перенесення кисню і азоту від одного металу до іншого.

Міжкристалічна корозія твердих металів конструкцій устаткування контура обумовлена вищим рівнем потенційної енергії атомів на межі зерен

металів в порівнянні з атомами усередині зерен. Внаслідок цього енергія активації атомів на межі зерен менша, а вірогідність переходу їх в рідкометалевий теплоносіє і, отже, швидкість розчинення в ньому більша. Тому фронт корозії твердих металів конструкцій заглиблюється по межах зерен металів.

Змочування рідкометалевими теплоносіями твердих металів конструкцій навіть за відсутності корозійних дій істотно позначається на механічних характеристиках твердих металів. Високопластичні метали, здатні подовжуватися на сотні відсотків, в результаті впливу рідкометалевих теплоносіїв стають крихкими. Змінюються їх тривала міцність і опір втомленості. Цей ефект пов'язаний з адсорбційним впливом рідкометалевого середовища. Рідкий метал проникає по лініях дислокацій, що утворюються на ранніх стадіях деформації твердого металу. Адсорбовані рідкі метали зменшують енергетичний бар'єр, що перешкоджає виходу дислокацій на поверхню, і зменшують міцність твердого металу конструкцій.

Існує ряд способів для зниження швидкості корозії металів конструкцій в рідкометалевих теплоносіях. Зокрема, ізотермічне розчинення того або іншого металу конструкцій може бути істотно знижене шляхом попереднього насичення розплаву рідкометалевого теплоносія цим металом. Так, введення в евтектику Pb-Bi, яка створює рідкометалевий теплоносіє, легкорозчинного компонента Ni в кількості 0,6 % від загальної маси теплоносія знижує швидкість корозії сталі марки X18H10T при температурі 600 °C з 1,4 мм/рік до 0,3 мм/рік.

У тих випадках, коли рідкометалеві теплоносіє не відновлюють оксиди твердих металів конструкцій, створення на поверхні останніх окисного шару уповільнює їх розчинення, оскільки атоми металів, що розчиняються, можуть досягти рідкометалевого розплаву, лише пройшовши крізь окисний шар.

Окисні шари знижують і перенесення маси твердих металів. Так, у разі застосування свинцево-вісмутного рідкометалевого теплоносія для конструкцій, виготовлених із сталі марки X18H10T, при температурі їх гарячих зон 800 °C і температурі холодних зон 500 °C час до закупорки контура теплоносія збільшується в п'ять разів після створення на поверхні сталі окисного шару завтовшки  $10^{-4}$  мм.

Покриття поверхонь конструкцій металами, мало розчинними в рідкометалевих розплавах, також знижують швидкість корозії металів, яким надається захист.

Азотування поверхонь деяких твердих металів і сплавів теж знижує швидкість їх корозії, наприклад, швидкість корозії титану і його сплавів в ртутному теплоносії.

Забруднення лужних рідкометалевих теплоносіїв киснем інтенсифікує корозійні процеси твердих металів конструкцій. Тому в реакторах ядерних енергетичних установок з лужними рідкометалевими теплоносіями проводиться їх очищення від кисню, яке здійснюється в так званих «холодних» пастках. Відомо, що із зниженням температури рідкого металу розчинність кисню в ньому зменшується і оксиди рідкого металу випадають в осад. Тому частину лужного рідкометалевого теплоносія, що циркулює в контурі, пропускають через спеціальний пристрій (пастку), де температура близька до температури плавлення рідкого металу теплоносія. Там оксиди осідають на сталевій стружці, якою заповнена пастка. В результаті такого способу очищення лужних рідкометалевих теплоносіїв від кисню концентрація  $O_2$  в них знижується до 0,005 %.

Для захисту від корозії металів конструкцій устаткування контура в рідкометалеві теплоносії вводяться також елементи, що енергійно взаємодіють з киснем. Ці елементи називаються інгібіторами. Захисна дія інгібіторів в розплавах теплоносіїв заснована на зв'язуванні ними кисню або утворенні захисних шарів на поверхні металів конструкцій. Інгібітори повинні володіти малим перерізом поглинання нейтронів, добре розчинятися в рідкометалевих теплоносіях і мати малу наведену радіоактивність в результаті радіаційного опромінювання.

Розглянемо властивості деяких металів, які застосовуються як рідкометалеві теплоносії.

- Натрій (Na). Твердий натрій має сріблясто-білий колір, добре видимий на свіжому розрізі. Натрій є реакційно-здатним елементом. При температурі навколишнього середовища  $18 \div 20$  °C він взаємодіє з киснем, але реакція взаємодії швидко припиняється через утворення на поверхні металу окисної плівки. Присутність в повітрі вологи інтенсифікує процес окислення натрію. До температури 400 °C натрій не взаємодіє з азотом, а до температури 600 °C не взаємодіє з

вуглекислим газом. Натрій відновлює оксиди більшості металів, утворюючи при цьому або чисті метали, або сплави з ними.

Порівняно низька температура плавлення ( $97,8^{\circ}\text{C}$ ), задовільні теплопередавальні властивості, відносно низькі енергетичні витрати, необхідні для забезпечення циркуляції його розплаву в контурі, дають натрію деякі переваги перед іншими рідкометалевими теплоносіями.

Менш сприятливі його хімічні властивості. Натрій вельми енергійно взаємодіє з водою. В результаті реакції натрію з водою виділяється значна кількість теплоти і газоподібного водню. Тому у разі великої поверхні розгерметизації першого контура внаслідок аварії реактора при зіткненні натрієвого теплоносія з живильною водою другого контура може відбутися вибух.

Натрій хімічно взаємодіє і з металами конструкцій устаткування контура, викликаючи їх корозію. Швидкість корозії аустенітних хромонікелевих нержавіючих сталей класу марки X18H10T при контакті з натрієвим теплоносієм в діапазоні температур  $500\div 700^{\circ}\text{C}$  менша, ніж інших хромових нержавіючих сталей. Аустенітні хромонікелеві нержавіючі сталі і їх зварні з'єднання при вмісті кисню в натрієвому теплоносії до  $0,005\%$  зберігають корозійну стійкість до температури  $700^{\circ}\text{C}$ . Збільшення вмісту кисню приводить до зростання швидкості корозії сталей. Гранично допустима концентрація кисню в натрієвому теплоносії з погляду забезпечення корозійної стійкості конструкційних матеріалів устаткування у вигляді аустенітних хромонікелевих нержавіючих і хромових сталей складає  $0,01\%$ .

Цирконій і його сплави більш чутливі з погляду корозійної стійкості до забруднення натрієвого теплоносія киснем, ніж нержавіючі сталі. Тому допустима концентрація кисню в натрієвому теплоносії у разі застосування цирконієвих сплавів як конструкційних матеріалів устаткування складає  $0,001\%$ .

З ураном натрій в реакцію практично не вступає.

• Калій (K). Основна перевага калію перед натрієм як теплоносієм полягає в його нижчій температурі плавлення ( $63,7^{\circ}\text{C}$ ). Теплофізичні властивості калію і натрію вельми схожі, проте калій більш реакційно-здатний елемент, ніж натрій. На повітрі калій енергійно взаємодіє з киснем і водою, а при високих температурах (більше  $400^{\circ}\text{C}$ ) – з воднем і вуглекислим газом. Азот не взаємодіє з калієм і тому може застосовуватися для створення

захисної атмосфери навколо калію. Корозійна дія калієвого теплоносія на метали конструкцій устаткування контура аналогічна дії на них натрієвого теплоносія.

Сплави натрію і калію, що містять 40÷90 % останнього, переходять в рідкий фазовий стан при температурі навколишнього середовища в технологічних приміщеннях АЕС (18÷20 °C). Це усуває необхідність застосування в конструкціях реакторів, в яких використовуються натрій-калієві теплоносії, спеціальних систем підігріву для виготовлення їх розплаву перед пуском реакторів. Мінімальну температуру плавлення (11,5 °C) має евтектичний натрій-калієвий сплав, що містить 77,2 % калію. Фізичні властивості цієї евтектики близькі до аналогічних властивостей натрію і калію.

- Літій (Li). Літій як теплоносій з погляду теплофізичних характеристик має ряд переваг перед натрієм і калієм. Зокрема, він має кращі теплопередавальні властивості і більшу об'ємну теплоємність (особливо при температурі більше 500 °C). Проте ядерні властивості літію гірші, ніж у натрію і калію, оскільки природний літій містить 7,4 % стабільного нукліда

<sup>6</sup>Li, який є сильним поглиначем теплових нейтронів.

Твердий літій має сріблясто-білий колір, швидко блякне на повітрі і покривається темно-коричневими продуктами корозії. Літій – найлегший на Землі метал. За хімічними властивостями він ближчий до лужноземельних металів. При температурі навколишнього середовища 18÷20 °C він поволі вступає в реакцію з киснем, азотом, воднем, вуглекислим газом, що містяться в повітрі, а у вологій атмосфері швидко окислюється, утворюючи гідроокис літію. Чистий літій запалюється на повітрі при температурі 640 °C. Літій хімічно взаємодіє з водою менш енергійно, ніж натрій або калій. Оскільки літій взаємодіє з киснем, азотом, воднем і вуглекислим газом, то інертні гази, вживані в контурах реакторів для оберігання від окислення літєвих теплоносіїв, мають бути очищені від кисню, азоту і водяної пари.

Літій є значно корозійно-агресивнішим елементом по відношенню до металів конструкцій устаткування, ніж натрій або калій. При температурах до 700 °C достатню корозійну стійкість при контакті з літєвим теплоносієм мають нержавіючі сталі з низьким вмістом вуглецю. До температури 900 °C корозійностійкими при контакті з літєвим теплоносієм є молибден, вольфрам,

ніобій, тантал. Присутність в лігівному теплоносії азоту збільшує швидкість корозії нержавіючих сталей, хрому, нікелю, ніобію, титану.

- Свинець (Pb) і вісмут (Bi). Чисті свинець і вісмут як рідкометалеві теплоносії застосовуються достатньо рідко, а значно частіше застосовується їх евтектика, що містить 44,5% Pb і 55,5% Bi. Температура плавлення цього сплаву складає 125 °С. Його теплофізичні властивості близькі до середніх значень теплофізичних властивостей чистих свинцю і вісмуту, за винятком теплопровідності, яка значно вище. Хімічні властивості цього сплаву також близькі до аналогічних властивостей його компонентів.

Конструкційні аустенітні хромонікелеві нержавіючі сталі класу марки X18Ni10T володіють достатньою корозійною стійкістю при контакті з евтектикою Pb-Bi до температури 500-550 °С. При вищій температурі в процесі взаємодії цих сталей зі свинцево-вісмутковими теплоносіями відбувається селективне розчинення їх легуючого елемента – нікелю. Це сприяє перебігу процесу структурного перетворення заліза в сталях з аустеніту у ферит і викликає втрату міцності сталей. Попереднє насичення рідкометалевого теплоносія, що складається з евтектики Pb-Bi, нікелем у кількості 0,6 % від його загальної маси збільшує корозійну стійкість конструкційних аустенітних хромонікелевих нержавіючих сталей. Створення на поверхні цих сталей окисних шарів за рахунок окислення компонентів сталей або введення в свинцево-вісмутковий теплоносії як інгібіторів кальцію і барію також знижує швидкість корозії сталей.

### **2.3. Рідкі органічні теплоносії**

Рідкі органічні теплоносії, у якості яких в ядерних енергетичних установках можуть застосовуватися дифеніл, моноізопропїлдіфеніл і дифенільні суміші, мають ряд переваг перед водними теплоносіями. Невеликий тиск пари органічних рідин сприяє спрощенню конструкції і експлуатації контурів реакторів. Унаслідок малої корозійної агресивності рідких органічних теплоносіїв в конструкціях устаткування реакторів можуть застосовуватися достатньо дешеві вуглецеві сталі. Малі значення наведеної радіоактивності рідких органічних теплоносіїв при опромінюванні в активній зоні реакторів дозволяють зменшити вимоги до біологічного захисту реакторів.



Основними недоліками рідких органічних теплоносіїв є їх термічна і радіаційна нестійкості.

Рідкі органічні теплоносії термічно стійкі до температури 320–400 °С. При вищій температурі відбувається їх інтенсивне розкладання (піроліз) з утворенням газів (водню, метану і ін.) і високомолекулярних сполук, які мають високу температуру плавлення. Піроліз рідких органічних теплоносіїв при температурі більше 400 °С викликає різку зміну їх властивостей. Високомолекулярні продукти піролізу утворюють відкладення на твелах і таким чином погіршують процес теплообміну в активній зоні реакторів, що в результаті може призвести до руйнування твелів. У зв'язку з цим в конструкціях реакторів, в яких застосовуються рідкі органічні теплоносії, необхідні спеціальні установки для очищення теплоносіїв від високомолекулярних сполук, що утворюються в них.

Під впливом радіаційного опромінювання в активній зоні реакторів молекули рідких органічних теплоносіїв руйнуються з утворенням поліфенільних і водневих радикалів. Поліфенільні радикали, взаємодіючи між собою, утворюють високомолекулярні полімери з високою температурою кипіння, а з водневих радикалів звільняється водень. При їх взаємодії утворюються метан і інші легкі вуглеводні. Газова фаза, що утворюється при радіолізі вуглеводнів, складається, в основному, з водню (85÷95 %) і метану (2÷10 %).

Теплофізичні властивості рідких органічних теплоносіїв гірші, ніж у водних теплоносіїв: теплоємність і теплопровідність – значно менші, а в'язкість – значно більша. Наприклад, коефіцієнт теплопровідності дифенільного теплоносія на 20 % менший, ніж у води, а підвищена в порівнянні з водою в'язкість робить енергетичні витрати на забезпечення його циркуляції в контурі більшими.

Всі ці чинники перешкоджають широкому застосуванню рідких органічних теплоносіїв в реакторах АЕС.

Технічний дифеніл ( $C_6H_5$ )<sub>2</sub> є твердою кристалічною речовиною жовтого кольору. Температура його плавлення складає 69,5 °С, а температура кипіння – 256 °С. Дифеніл – найбільш дешевий і доступний органічний теплоносій. Основними домішками в ньому є зола (до 0,1 %) і вода (до 0,5 %).

У контурах реакторів дифеніловий теплоносії в результаті радіаційного опромінювання завжди містить висококиплячі полімерні продукти розпаду, присутність яких у кількості 30÷40 % від загальної маси теплоносія вважається допустимою.

При температурі до 400 °С при контакті з дифеніловим теплоносієм нержавіючі сталі конструкцій устаткування контура володіють достатньо високою корозійною стійкістю, а сплави цирконію, які руйнуються унаслідок гідрування при взаємодії з воднем, менш стійкі.

Поліфенільні суміші, моноізопропїлдифенїл і дифенїльні суміші більш термічно і радіаційно стійкі, ніж дифенїл.

## 2.4. Газові теплоносії

Газові теплоносії знайшли достатньо широке застосування в атомній енергетиці, особливо в одноконтурних схемах АЕС. Позитивною властивістю газових теплоносіїв є відносно невелике поглинання ними теплових нейтронів, що дозволяє застосовувати їх в реакторах, в яких за паливо використовується природний уран.

Негативними властивостями газових теплоносіїв є низькі значення їх густини, об'ємних теплоємностей і коефіцієнтів теплопровідності, що обумовлюють необхідність циркуляції в контурі великих об'ємів теплоносіїв, які мають тиск 10÷25 МПа. Це вимагає великих енергетичних витрат на забезпечення циркуляції теплоносіїв і приводить до ускладнення конструкції контура.

Як газові теплоносії в сучасних конструкціях реакторів АЕС застосовуються вуглекислий газ, гелій, повітря, дисоціюючі гази.

При контакті металів конструкцій устаткування з газовими теплоносіями виникає киснева корозія, яка обумовлена вмістом кисню в теплоносіях. Хімічна взаємодія металів і газових теплоносіїв починається з адсорбції останніх. В середньому, на 1 см<sup>2</sup> чистої металевої поверхні доводиться близько 10<sup>15</sup> атомів, на яких може адсорбуватися газ. Існують фізична адсорбція і хемосорбція. При фізичній адсорбції гази утримуються на поверхні металу фізичними силами. Фізична адсорбція перебігає без помітної енергії активації і майже миттєво, як тільки молекули газу співударяються з поверхнею металу. При хемосорбції реакція перебігає повільніше, оскільки вона

пов'язана з енергією активації, у зв'язку з чим хемосорбцію називають ще активованою адсорбцією. Вона залежить від кристалографічної орієнтації дефектів на поверхні металу і проходить доти, поки на поверхні не утворюється мономолекулярний шар адсорбату. Фізична адсорбція не залежить від кристалографічної орієнтації дефектів на поверхні металу і приводить до утворення багатомолекулярних шарів адсорбату. В процесі адсорбції молекули кисню дисоціюють, внаслідок чого на поверхні металу утворюються окисні плівки (поверхневі кисневі структури, які є впорядкованим розташуванням атомів і іонів кисню) і починається корозія металу.

Для захисту металів конструкцій устаткування від окислення на поверхню, що контактує з газовими теплоносіями, наплавляються високостійкі сплави.

Розглянемо основні властивості газових теплоносіїв.

- Вуглекислий газ ( $\text{CO}_2$ ). В даний час найширше в атомній енергетиці як теплоносій застосовується вуглекислий газ. Він не має кольору, легко переходить при охолодженні або стискуванні в рідкий стан (вуглекислоту). При швидкому випаровуванні вуглекислоти частина її замерзає і перетворюється на снігоподібну масу. Переріз поглинання теплових нейтронів вуглекислим газом невеликий.

Розкладання вуглекислого газу в полі радіаційного опромінювання істотно залежить від його параметрів. При тиску, близькому до атмосферного, вуглекислий газ практично не розкладається в полі радіаційного опромінювання. Із збільшенням тиску стійкість вуглекислого газу знижується, і при тиску близько 1 МПа його розкладання стає помітним. Первинними реакціями розкладання вуглекислого газу під дією радіаційного опромінювання є такі:



і



причому переважає розкладання за реакцією (2.1). Атоми вуглецю, що утворюються в результаті реакції (2.2), реагуючи з окисом вуглецю і атомами кисню, що утворюються за реакцією (2.1), знов утворюють вуглекислий газ. Наявність у вуглекислому газі різних домішок, що взаємодіють з атомами вуглецю або кисню, сприяє розкладанню вуглекислого газу під дією

радіаційного опромінювання. Це пояснюється тим, що зв'язування атомів вуглецю або кисню домішками зменшує швидкість зворотної реакції рекомбінації:



Наведена радіоактивність вуглекислого газу в результаті радіаційного опромінювання обумовлена утворенням в ньому радіонуклідів азоту  $^{16}\text{N}$ , кисню  $^{19}\text{O}$ , аргону  $^{41}\text{Ar}$  і вуглецю  $^{14}\text{C}$ .

При нагріві до температури  $1000^\circ\text{C}$  вуглекислий газ починає дисоціювати за реакцією



Ця реакція прискорюється у присутності графіту (C), що приводить до накопичення в контурі теплоносія окису вуглецю (CO) у кількості  $0,37\div 0,65\%$  від загальної маси теплоносія. У процесі взаємодії графіту з вуглекислим газом в контурі теплоносія відбувається термічне перенесення вуглецю з ділянок контура з вищою температурою в ділянки із зниженою температурою.

У ділянках контура з вищою температурою взаємодія графіту з вуглекислим газом відбувається за реакцією



що приводить до утворення окису вуглецю.

У ділянках контура із зниженою температурою перебігає зворотна реакція



що приводить до утворення графіту, який відкладається, як показав досвід експлуатації реакторів з вуглекислими газовими теплоносіями, в невеликих кількостях на поверхнях устаткування контура теплоносія.

Алюміній, цирконій і їх сплави, а також вуглецеві сталі, такі, що застосовуються як конструкційні матеріали устаткування контурів реакторів з вуглекислим газовим теплоносієм, мають високу корозійну стійкість до температури  $300\div 500^\circ\text{C}$ . При попаданні води у вуглекислий газ швидкість високотемпературної корозії вуглецевих сталей різко зростає.

- Гелій (He). За своїми ядерними і фізико-хімічними властивостями гелій є дуже перспективним теплоносієм для реакторів на швидких нейтронах. Він не має кольору і запаху і в хімічному відношенні у край інертний.

Найбільший переріз поглинання має  $^3\text{He}$ , проте його вміст в природному гелії у край малий і складає  $10^{-6} \div 10^{-7} \%$ . Наведена радіоактивність гелієвих теплоносіїв в результаті радіаційного опромінювання незначна і обумовлена наявністю в них, як правило, домішок азоту і аргону, які утворюють відповідно радіонукліди  $^{16}\text{N}$  і  $^{41}\text{Ar}$ .

В умовах експлуатації ядерних реакторів з гелієвими теплоносіями властивості гелію близькі до властивостей ідеального газу. Його теплоємність нижча, ніж у вуглекислого газу, тому для акумуляції значної кількості теплоти в гелієвих теплоносіях необхідно забезпечувати великий перепад температур на вході в активну зону реактора і на виході з неї. Тиск гелієвих теплоносіїв в контурі, який необхідний для ефективного теплообміну, складає  $20 \div 25$  МПа. Ці чинники декілька ускладнюють застосування гелію як теплоносія. Проте теплопровідність гелію в 10 разів більша, ніж вуглекислого газу, що дозволяє інтенсифікувати процес теплообміну і зменшити габарити теплообмінного устаткування контура. Це робить гелій перспективним теплоносієм для реакторів каналного типу.

До негативних властивостей гелію зараховують його велику текучість, через яку герметизація контурів реакторів є достатньо складним завданням.

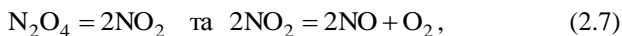
Чистий гелій не викликає окислення металів конструкцій устаткування контура, проте забруднення його киснем і вуглекислим газом призводить до корозії металів і сплавів. Для запобігання корозії конструкційних матеріалів необхідно, щоб вміст домішок в гелієвих теплоносіях не перевищував  $0,01 \%$  від їх загального об'єму.

- Повітря. Застосування повітря як теплоносія в ядерних енергоустановках вимагає його значного осушення, оскільки при відносній вологості повітря вище  $9 \%$  метали і сплави конструкцій устаткування, за винятком аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі, інтенсивно кородують. При використанні повітря як теплоносія виникає наведена

радіоактивність за рахунок утворення з присутнього в ньому аргону радіонуклідів  $^{41}\text{Ar}$ .

• Дисоціюючі гази ( $\text{N}_2\text{O}_4$ ,  $\text{Al}_2\text{Cl}_6$ ,  $\text{Al}_2\text{Br}_6$ ). При використанні дисоціюючих газів в газотурбінних циклах ядерних енергетичних установок одночасно як теплоносії і робочих речовин істотно підвищуються техніко-економічні показники АЕС за рахунок поліпшення масових і габаритних характеристик устаткування. Дисоціюючі теплоносії мають хороші теплофізичні показники, що забезпечує високі коефіцієнти корисної дії і тепловіддачі теплообмінного устаткування, яке застосовується в контурах, і зменшення його габаритів. Застосування дисоціюючих газів як теплоносіїв, зокрема  $\text{N}_2\text{O}_4$ , замість гелію в реакторах на швидких нейтронах дозволяє знизити тиск в контурі з  $20\div 25$  МПа до  $8\div 14$  МПа. При використанні дисоціюючих газів як робочих речовин в замкнених газотурбінних циклах ядерних енергоустановок газ початкового стану з найбільшою відносною молекулярною масою спочатку стискується в компресорі, а потім нагрівається в регенераторі і реакторі до максимальної температури циклу. При цьому відбувається дисоціація газу з поглинанням теплоти, супроводжувана зменшенням молекулярної маси газу. Після розширення в газовій турбіні газ, послідовно охолоджуючись в регенераторі і холодильнику, рекомбінує з виділенням теплоти в результаті хімічної реакції. Далі газ надходить в компресор, стискується, і цикл повторюється.

Теплові ефекти реакцій дисоціації  $\text{N}_2\text{O}_4$ , які перебігають за рівняннями



відповідно дорівнюють 57,3 Дж/моль і 112,9 Дж/моль. Температура плавлення  $\text{N}_2\text{O}_4$  складає  $110^\circ\text{C}$ , температура кипіння дорівнює  $21,3^\circ\text{C}$ . Температурний діапазон перебігу реакцій дисоціації при тиску 0,1 МПа складає  $26\div 850^\circ\text{C}$ , а при тиску 10 МПа –  $25\div 1200^\circ\text{C}$ .

Швидкість корозії високолегованих нержавіючих сталей і сплавів титану при контакті з газовим теплоносієм  $\text{N}_2\text{O}_4$  при температурі  $500^\circ\text{C}$  і тиску 5 МПа складає  $0,005 \text{ г}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$ , а швидкість корозії сталей перлітного класу –  $0,05 \text{ г}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$ .

## **Р о з д і л 3**

# **КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ, КОНСТРУКЦІ І ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС**

### **3.1. Загальні характеристики, типи і схеми парогенераторів АЕС і вимоги, що ставляться до них**

Як наголошувалося в першому розділі, виробництво пари на АЕС здійснюється або в ядерних реакторах, або в спеціальних теплообмінних агрегатах – парогенераторах. Окрім теплофізичних і фізико-хімічних процесів, властивих звичайним теплообмінним агрегатам, в парогенераторах перебігають і нейтронно-фізичні процеси, які обумовлюють специфічність цих агрегатів і виділяють їх в особливий клас.

Основними характеристиками парогенераторів є: паропроductивність, тиск пари, що генерується, і її температура, температура живильної води. Важливим показником є також чистота пари, а для паротурбінних циклів АЕС з насиченою парою – ще і її вологість.

У загальному випадку парогенератори двоконтурних АЕС складаються з підігрівальної (водяний економайзер), випарної (випарник) і пароперегрівальної (пароперегрівник) ділянок (елементів). Ці елементи конструктивно можуть бути суміщені в одному корпусі парогенератора, а можуть бути самостійними теплообмінними апаратами.

У економайзерах і пароперегрівниках парогенераторів рух робочої речовини незалежно від принципу і схеми обмивання поверхонь теплообміну завжди одноразовий і примусовий. Випарники парогенераторів, залежно від способів організації руху робочої речовини в них, розділяються на три групи: з багаторазовою природною циркуляцією, з багаторазовою примусовою циркуляцією і прямоточні. Відповідно до цього розрізняються типи і схеми парогенераторів в цілому.

На рис. 3.1 наведено схеми парогенераторів різних типів з рухом робочої речовини в трубах поверхонь теплообміну.

Парогенератори з багаторазовою природною циркуляцією робочої речовини в трубках поверхонь теплообміну характеризуються багаторазовим рухом робочої речовини у випарнику за рахунок природного напору, що виникає через різницю мас (густини) стовпів рідини в опускній системі замкнутого контура випарника і пароводяної суміші в підйомній системі цього контура (рис. 3.1, *а*).

Парогенератори з багаторазовою примусовою циркуляцією робочої речовини в трубках поверхонь теплообміну також характеризуються багаторазовим рухом робочої речовини в замкнутому контурі випарника, але за рахунок напору, який створюється циркуляційним насосом, що знаходиться в опускній системі контура (рис. 3.1, *б*).

Для прямотечійних парогенераторів з рухом робочої речовини в трубках поверхонь теплообміну характерне включення всіх його елементів послідовно в один контур з одноразовим примусовим рухом робочої речовини в ньому за рахунок напору, який створюється живильним насосом другого (паротурбінного) контура (рис. 3.1, *в*).

До схем і конструкцій парогенераторів АЕС різних типів ставляться такі загальні вимоги:

- схеми парогенераторів і конструкції їх окремих елементів (економайзерів, випарників, пароперегрівників) повинні забезпечувати необхідну паропроодуктивність і задані параметри пари для будь-яких режимів роботи енергоблоків АЕС, а також сприяти найбільш економічній і безпечній роботі енергоблоків на номінальному і частковому навантаженнях і на перехідних режимах;

- одиничні потужності парогенераторів мають бути максимальними для заданих умов, оскільки збільшення одиничних потужностей енергетичного устаткування енергоблоків АЕС підвищує їх техніко-економічні показники;

- всі елементи парогенераторів повинні відрізнятися високою надійністю і безпекою, у тому числі і радіаційною, оскільки надійність роботи енергоблоків АЕС значною мірою визначається саме надійністю роботи парогенераторів;

- всі з'єднання елементів і деталей парогенераторів мають бути такими, щоб забезпечувати технологічну щільність, що виключає



можливість взаємного попадання теплоносія і робочої речовини з одного контура в іншій;

- парогенератори повинні виробляти пару необхідної чистоти, щоб забезпечувати надійну і економічну роботу проточної частини турбіни та іншого основного і допоміжного устаткування паротурбінного контура;

- конструкції елементів парогенераторів мають бути простими і компактними, вони повинні забезпечувати зручність монтажу і експлуатації, можливість виявлення і ліквідації пошкоджень, а також, у разі потреби, повного дренажування робочої речовини і теплоносія;

- схеми і конструкції парогенераторів повинні забезпечувати їх високі техніко-економічні показники, залежні від конструктивних схем окремих елементів парогенераторів, їх конструкційних матеріалів, розмірів поверхонь теплообміну, швидкостей теплоносія і робочої речовини.

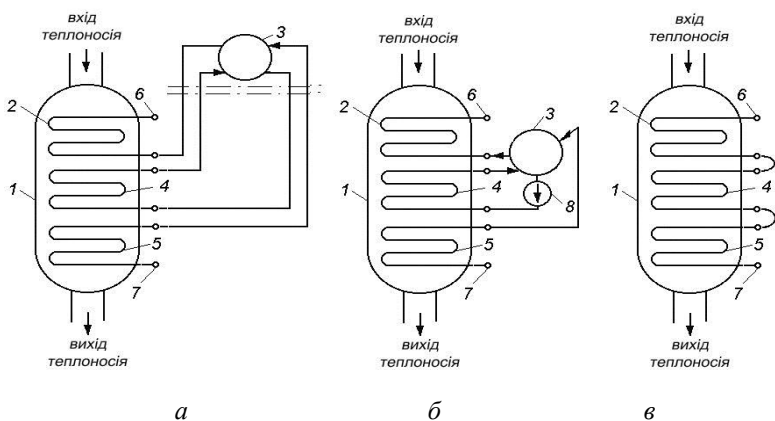


Рисунок 3.1 – Схеми парогенераторів АЕС різних типів з рухом робочої речовини в трубах поверхонь теплообміну з багаторазовою природною циркуляцією (а), з багаторазовою примусовою циркуляцією (б), прямотечійна (в):

1 – корпус парогенератора; 2 – пароперегрівник; 3 – барабан сепарації;  
4 – випарник; 5 – економайзер; 6 – вихід перегрітої пари; 7 – вхід живильної води; 8 – насос примусової циркуляції

Необхідно відзначити, що конструкції парогенераторів двоконтурних і триконтурних АЕС багато в чому відрізняються конфігураціями поверхонь

теплообміну, схемами їх обмивання теплоносієм і робочою речовиною, параметрами і властивостями теплоносіїв першого контура, конструкціями корпусів і іншими характеристиками.

### **3.2. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з водними теплоносіями**

На особливості конструктивних схем і конструкцій парогенераторів АЕС з водними теплоносіями великий вплив робить існування сильної залежності між температурою цих теплоносіїв на вході в парогенератор  $t'_1$  і їх тиском в контурі реактора  $P_1$  (при збільшенні тиску температура різко зростає і навпаки). Як вже наголошувалося, з техніко-економічних причин тиск водних теплоносіїв в контурі реакторів зазвичай обмежується 17÷20 МПа.

У реакторах, що охолоджуються водними теплоносіями, не допускається кипіння води в контурі (за винятком поверхневого кипіння), тому на виході з реактора існує певний недогрів водного теплоносія  $\delta t_n$  до температури насичення  $t_{s1}$ , відповідної до тиску  $P_1$ . Температура водного теплоносія на виході з реактора (на вході в парогенератор)  $t'_1 = t_{s1} - \delta t_n$ . Максимально можлива температура робочої речовини (пари)  $t''_2$  на виході з парогенератора визначається величиною  $t'_1$  і температурним напором  $\Delta t_{bx}$  на вході теплоносія в парогенератор:  $t''_2 = t'_1 - \Delta t_{bx}$ . Важливою характеристикою робочої речовини є температура його насиченої пари  $t_{s2}$  при тиску  $P_2$  в одному з елементів парогенератора – у випарнику. Її значення визначається температурою теплоносія  $t''_{1\text{вип}}$  і температурним напором  $\Delta t_{\text{вип}}^{\text{вих}}$  на виході з випарника. У загальному випадку охолодження теплоносія в елементах парогенератора до кінцевої температури на виході з нього  $t''_1$  відбувається послідовно в пароперегрівнику, випарнику і економайзері відповідно на величини  $\delta t_{1\text{пп}}$ ,  $\delta t_{1\text{вип}}$ ,  $\delta t_{1\text{ек}}$ . Температура теплоносія на

виході з випарника  $t''_{1\text{вип}} = t'_1 - \delta t_{1\text{пп}} - \delta t_{1\text{вип}}$ , а температура насичення робочої речовини в ньому  $t_{S2}(P_2) = t''_{1\text{вип}} - \Delta t_{\text{вип}}^{\text{вих}}$ .

Зміна температур теплоносія і робочої речовини і кількість переданої теплоти в елементах парогенератора зображується у вигляді  $t$ - $Q$ -діаграми. По осі ординат  $t$ - $Q$ -діаграми відкладаються характерні для кожного елемента парогенератора значення температури, а по осі абсцис – значення кількості переданої теплоти в економайзері  $Q_{\text{ек}}$ , випарнику  $Q_{\text{вип}}$  і пароперегрівнику (рис. 3.2).

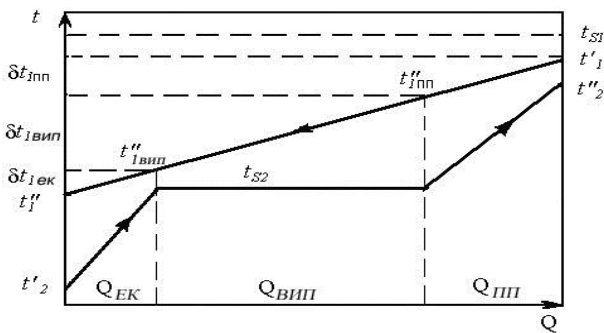


Рисунок 3.2 –  $t$ - $Q$ -діаграма парогенератора з водним теплоносієм з економайзером некиплячого типу, випарником і пароперегрівником

У табл. 3.1 наведено деякі значення параметрів водних теплоносіїв і робочої речовини в парогенераторах АЕС, аналіз яких показує, що при значеннях тиску насиченої пари, що генерується, 3,7÷8,8 МПа, її можливий перегрів невеликий і складає 30 °С. Істотніший перегрів пари в парогенераторах з водними теплоносіями може бути отриманий при нижчому тиску насиченої пари, який не ефективний з точки зору економічності паротурбінного циклу АЕС. Малий же перегрів пари не дає помітного підвищення ККД паротурбінного циклу, але вимагає значного ускладнення конструкцій парогенераторів. Тому на сучасних потужних АЕС з парогенераторами з водними теплоносіями як робочими речовинами паротурбінного циклу використовується

насичена пара без перегріву, а  $t$ - $Q$ -діаграма для парогенераторів цих АЕС не має пароперегрівної ділянки (рис. 3.3). На цьому рисунку  $Q_{н.ек}$  і  $Q_{к.ек}$  – це відповідно кількості теплоти, передані в некиплячих і киплячих ділянках економайзера.

Таблиця 3.1

**Значення параметрів водних теплоносіїв і робочої речовини  
в парогенераторах АЕС**

Параметр	Значення		
Тиск теплоносія на вході в парогенератор, МПа	10,0	14,0	20,0
Температура теплоносія на вході в парогенератор, °С	284	310	340
Температура теплоносія на виході з випарника °С	264	290	320
Температурний напір на виході з випарника °С	20	20	20
Тиск насиченої пари, МПа	3,7	5,6	8,8
Температура насиченої пари, °С	244	270	300
Можлива температура пари на виході	274	300	330
Можливий перегрів пари, °С	30	30	30

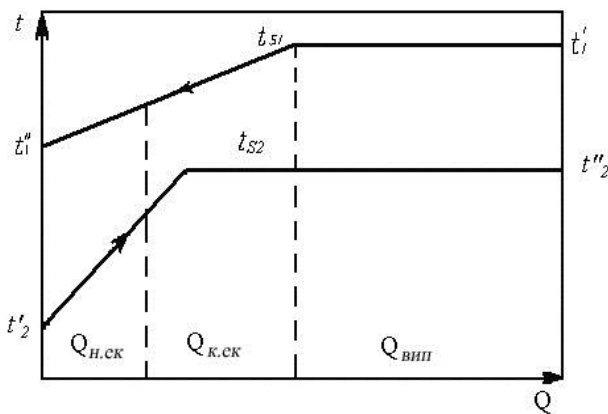


Рисунок 3.3 –  $t$ - $Q$ -діаграма парогенератора з водним теплоносієм сучасних АЕС

При створенні парогенераторів з водними теплоносіями велике значення має правильний вибір їх конструктивних схем. Характеристиками, які визначають конструктивні схеми парогенераторів з водними теплоносіями, є: схема омивання теплообмінної поверхні теплоносієм, форма теплообмінної поверхні, компоновка елементів парогенераторів, принцип руху робочої речовини та інші. В процесі проектування парогенераторів послідовно ведеться вибір і обґрунтування кожної характеристики.

Конвективні поверхні теплообміну парогенераторів з водними теплоносіями сучасних АЕС з реакторами ВВЕР являють собою трубні пучки, які складаються з великої кількості паралельно сполучених трубок. Для більшої компактності ці поверхні виготовляються з трубок відносно малого діаметра (13÷21 мм). Щоб максимально захистити теплоносії від продуктів корозії в парогенераторах, як правило, застосовуються трубки, виготовлені з нержавіючої легованої аустенітної сталі 1X18H10T. Мала товщина стінок трубок (1,5 мм) утрудняє отримання надійних стикових зварних з'єднань при виготовленні трубних пучків, а збільшення товщини стінок трубок (до 2,5 мм) для надійного стикового зварювання приводить до підвищення металоємності поверхні теплообміну і збільшення термічного опору стінок трубок. Остання обставина особливо важлива у разі застосування нержавіючих легованих сталей аустенітного класу, оскільки вони достатньо дорогі і мають удвічі меншу теплопровідність в порівнянні з вуглецевими сталями. Тому в технології виробництва трубних пучків парогенераторів з водними теплоносіями з багаторазовою циркуляцією робочої речовини (пароводяної суміші) застосовується вальцювання кінців довгомірних (12 м) трубок з товщиною стінок 1,5 мм в трубних дошках з подальшим обварюванням. У парогенераторах з водними теплоносіями з прямотечійною схемою циркуляції робочої речовини використовуються трубки з товщиною стінок 2,5 мм і тому в технології виробництва їх трубних пучків застосовується стикове зварювання.

Пучки трубок розташовуються в корпусах парогенераторів. З внутрішньої сторони трубки омиваються теплоносієм, а з зовнішньої – робочою речовиною. Схема теплообміну, при якій теплоносії рухається усередині трубок парогенераторів, обумовлена рядом причин. Основні з них такі.

По-перше, оскільки тиск водного теплоносія завжди більший, ніж тиск пари, що генерується, то рух теплоносія усередині трубок, а робочої речовини в міжтрубному просторі, вигідніший з техніко-економічної точки зору, оскільки в цьому випадку зменшується тиск усередині корпусів парогенераторів, що, кінець кінцем, спричиняє зменшення витрати металу на них.

По-друге, при русі водного теплоносія усередині трубок парогенераторів можна набути більших значень коефіцієнтів тепловіддачі, ніж при його русі в міжтрубному просторі.

По-третє, при русі робочої речовини в міжтрубному просторі конструктивно простіше створення усередині корпусів парогенераторів водяних і парових об'ємів, необхідних для сепарації пари.

Конструктивне виконання парогенераторів з водними теплоносіями і їх окремих елементів вельми різноманітне і залежить від форми поверхні теплообміну, її компоновки, схеми кріплення і монтажу і інших чинників. Форма поверхні теплообміну вибирається виходячи з умов необхідності досягнення найбільшої компактності, багато в чому залежної від компоновки поверхні, і запобігання небезпечній з погляду надійності температурній напрузі в ній.

Прагнення максимально можливого підвищення параметрів пари (тиску, температури) на вході в турбіну з метою підвищення ККД паротурбінного циклу при відносно невисоких температурах теплоносія на вході в парогенератор ( $320\div 330\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) приводить до малих значень температурних напорів. Зазвичай вони складають  $15\div 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Проте високі значення коефіцієнтів теплопередачі поверхонь теплообміну ( $2900\div 4000\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ ) забезпечують навіть при малих температурних напорах значний питомий тепловий (до  $116300\text{ Вт/м}^2$ ), що дозволяє отримувати достатньо компактні поверхні теплообміну парогенераторів з водними теплоносіями.

Температурна напруга, яка виникає внаслідок поєднання в конструкціях теплообмінних ділянок парогенераторів елементів з різними температурами і коефіцієнтами лінійного подовження, а також елементів великої товщини із значним перепадом температури в них, усувається шляхом застосування спеціальних компенсаторів або самокомпенсуючих елементів.

Компенсатори температурної напруги для різних теплообмінних апаратів виконуються як на корпусі теплообмінних апаратів, так і безпосередньо на поверхнях теплообміну. Одним з найбільш простих способів компенсації є прогинання теплообмінних трубок, при якому компенсація різниці температурних подовжень трубок і корпусу здійснюється унаслідок зміни величини їх прогинання. Самокомпенсація трубок поверхонь теплообміну відбувається і у разі застосування трубок у формі змійовиків: плоских, гвинтових і спіральних. U-подібна трубка є плоским змійовиком з одним вигином. Застосування поверхні теплообміну із зворотних елементів (трубок Фільда) також забезпечує повну самокомпенсацію температурної напруги. Схеми теплообмінних апаратів з різними формами поверхонь теплообміну наведено на рис. 3.4. Остаточний вибір розглянутих форм самокомпенсовних поверхонь теплообміну проводиться на основі техніко-економічних розрахунків з урахуванням вартості виготовлення, зручностей монтажу і ремонту, надійності експлуатації теплообмінного апарата.

Застосування тих або інших форм поверхонь теплообміну істотно впливає на конструкції теплообмінних апаратів. Існує три схеми кріплення і монтажу поверхонь теплообміну усередині корпусів теплообмінних апаратів: з трубними дошками (рис. 3.4, *а*), із зовнішніми колекторами (рис. 3.4, *б*), з внутрішніми колекторами (рис. 3.4, *в*). Кожна з вказаних схем має свої недоліки.

Застосування трубних дощок для теплообмінних апаратів з високими перепадами тиску і температур теплоносіїв, які гріють і які нагріваються, приводить до великої товщини трубних дощок, а отже, і до виникнення істотної температурної напруги в них.

Застосування схеми із зовнішніми колекторами передбачає велику кількість введень і виведень трубок через стінку корпусу теплообмінного апарата, що ускладнює технологію його виготовлення і підвищує вартість.

Схема з внутрішніми колекторами технологічніша в порівнянні з схемою із зовнішніми колекторами і надійніша в порівнянні з схемою з трубними дошками через значно меншу температурну напругу, проте технологічно вона складніша і істотно дорожча, ніж остання.

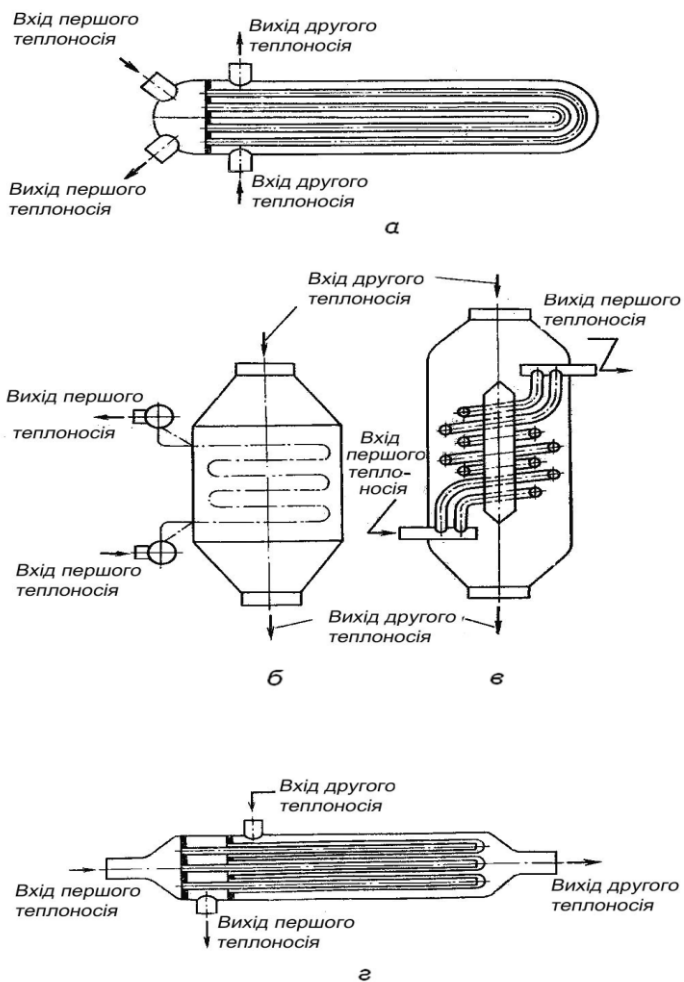


Рисунок 3.4 – Схеми теплообмінних апаратів з різними формами поверхонь теплообміну:

*а* – з плоскими U-подібними трубками; *б* – з плоскими змійовиками;  
*в* – з гвинтовими змійовиками; *г* – із зворотними елементами



Вибрана схема кріплення і монтажу поверхонь теплообміну усередині теплообмінних апаратів визначає конфігурацію їх корпусів. Існують теплообмінні апарати з прямими (рис. 3.4) і з U-подібними (рис. 3.5, а) корпусами. U-подібний корпус виконується тільки за умови застосування в теплообмінному апараті U-подібних трубок. Перевагою U-подібних корпусів є можливість розділення трубних дощок вхідної і вихідної камер гріючого теплоносія, що підвищує надійність теплообмінних апаратів унаслідок зниження температурної напруги в дошках. Розділення вхідної і вихідної камер гріючого теплоносія може бути здійснене і для прямих корпусів у разі застосування П-подібних трубок як поверхонь теплообміну (рис. 3.5, б). Проте це вимагає уварення в корпус двох додаткових патрубків великого діаметра, що ускладнює конструкцію теплообмінних апаратів.

Компоновка теплообмінних елементів (ділянок) парогенераторів з водними теплоносіями, які являють собою теплообмінні апарати, здійснюється по-різному. У одних схемах компоновки економайзер і випарник – це самостійні теплообмінні апарати, сполучені послідовно, в інших – їх поверхні об'єднані в одному корпусі парогенератора.

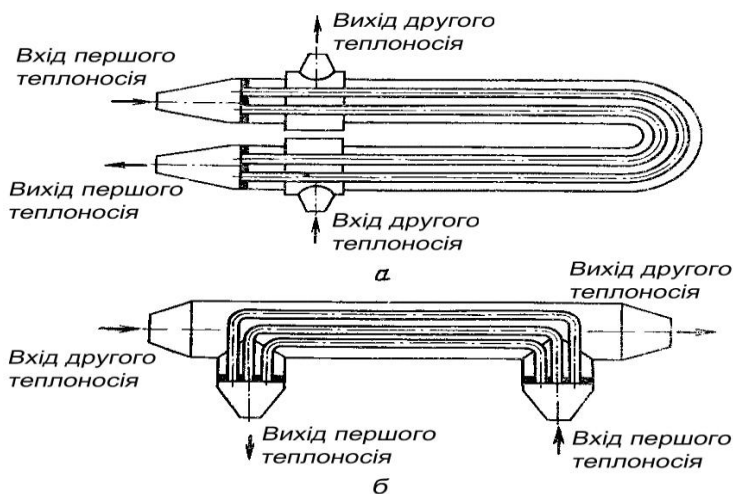


Рисунок 3.5 – Теплообмінні апарати з U-подібним (а) і П-подібним (б) корпусами

Поверхня теплообміну водяного економайзера некиплячого типу з обох боків омивається однофазними середовищами — водою. Інтенсивність тепловіддачі як з боку гріючого теплоносія, так і з боку теплоносія (живильної води), що нагрівається, майже однакова і вельми висока. Кількість передаваної в ньому теплоти відносно невелика, а середній температурний напір достатньо великий. У зв'язку з цим площа поверхні теплообміну економайзера некиплячого типу порівняно невелика.

Економайзер, який конструктивно являє собою самостійний теплообмінний апарат, зазвичай виготовляється за схемою, показаною на рис. 3.4, а. Рух води, що нагрівається, в міжтрубному просторі такого економайзера може бути поздовжнім або багатократним поперечним. Схема компоновки парогенератора з економайзером у вигляді самостійного теплообмінного апарата застосовується в тих випадках, коли температура теплоносія на виході з економайзера  $t_1''$  менша від температури насичення робочої речовини  $t_{s2}$ , тобто при  $t_1'' < t_{s2}$  (рис. 3.2).

При об'єднанні економайзера і випарника в одному корпусі парогенератора можливі два варіанти схем компоновки.

У першому варіанті поверхня теплообміну економайзера відокремлена від поверхні теплообміну випарника, вона омивається однофазними середовищами з обох боків і виконує функцію нагріву живильної води. Такий варіант компоновки конструктивно здійснюється відділенням частини трубок поверхні теплообміну парогенератора спеціальним кожухом.

У другому варіанті поверхні теплообміну економайзера і випарника об'єднуються в одну і функція економайзера як самостійної нагрівальної поверхні ліквідується. Об'єднання поверхонь економайзера і випарника можливе тільки в тих випадках, коли температура теплоносія на виході з парогенератора (економайзера)  $t_1''$  значно більша від температури насичення робочої речовини  $t_{s2}$ , тобто за умови  $t_1'' > t_{s2}$  (рис. 3.3). У парогенераторах сучасних АЕС з водними теплоносіями, як правило,  $t_1'' > t_{s2}$ . Це дозволяє об'єднувати їх економайзерні і випарні поверхні. При об'єднаній схемі компоновки зменшуються витрати на корпусні елементи і сполучні

трубопроводи. Крім того, інтенсивність теплообміну для об'єднаної поверхні вища, а середній температурний напір нижчий, ніж для економайзерної поверхні, розташованої окремо. Це дозволяє зменшити загальну площу теплообміну в парогенераторі.

У парогенераторах АЕС з водними теплоносіями застосовуються такі типи циркуляції пароводяної суміші у випарнику: прямотечійна, з багаторазовою природною циркуляцією, з багаторазовою примусовою циркуляцією.

Для випарників із зануреною поверхнею теплообміну, що найчастіше зустрічаються, застосовується багаторазова природна циркуляція пароводяної суміші в міжтрубному просторі. В цьому випадку пара, яка утворюється у випарнику, піднімається до верхніх рядів трубок, а вода опускається до нижніх рядів в результаті дії масових сил, що виникають в киплячому об'ємі (природна конвекція). Волога насичена пара відділяється від води у верхній частині випарника і перед надходженням у відвідний паропровід осушується до малих значень вологості (менше 1 %). Відділення пари від води і його осушення проводяться в спеціальних сепараційних пристроях різної конструкції.

За типом компоновки сепараційних пристроїв парогенератори з водними теплоносіями розділяються на дві групи. До першої групи належать парогенератори, в яких виробництво пари і сепарація суміщені в одному корпусі, до другої – парогенератори, в яких виробництво пари і сепарація здійснюються в різних корпусах. Сепараційні пристрої парогенераторів включають паровий об'єм певної висоти, в якому відбувається гравітаційна сепарація – відділення пари від води в результаті різної дії сил гравітації на ці компоненти пароводяної суміші унаслідок різниці їх питомих вагів (густини). Крім того, в паровому об'ємі також можуть бути встановлені один або два ступеня пристроїв, в яких здійснюється механічна сепарація пари. Поєднання виробництва і сепарації пари в одному корпусі істотно збільшує габаритні розміри парогенераторів. Здійснення виробництва і сепарації пари в різних корпусах спричиняє зменшення габаритних розмірів парогенераторів, але веде до збільшення їх металоємності.

За нашого часу в світовій атомній енергетиці накопичений великий досвід проектування, виготовлення і експлуатації однокорпусних парогенераторів АЕС з водними теплоносіями горизонтального і вертикального типів із зануреною поверхнею нагріву. Площі поверхонь теплообміну, масові і габаритні характеристики цих типів парогенераторів практично однакові. Проте необхідно мати на увазі, що в парогенераторах горизонтального типу простіше і надійніше здійснюється сепарація пари, а застосування парогенераторів вертикального типу спрощує компоновку першого контура АЕС.

Окрім однокорпусних парогенераторів АЕС з водними теплоносіями існують також і секційні парогенератори. В них поверхня теплообміну розбита на велику кількість секцій, сполучених паралельно. Позитивними якостями таких парогенераторів в порівнянні з однокорпусними є можливість їх повного заводського складання і спрощення технологічного процесу заміни пошкоджених секцій в процесі експлуатації. А основними недоліками секційних парогенераторів є велика металоємність і складність конструкцій роздавальних і збірних колекторів для теплоносія і робочої речовини.

### **3.3. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з рідкометалевими теплоносіями**

На особливості конструктивних схем і конструкцій парогенераторів АЕС з рідкометалевими теплоносіями великий вплив робить висока температура цих теплоносіїв, яка складає на виході з реактора близько 600 °С. Це дає можливість застосовувати на АЕС з рідкометалевими теплоносіями паротурбінні цикли з високими надкритичними початковими параметрами пари (з тиском, що дорівнює 23÷24 МПа і з температурою, що дорівнює 545÷565 °С) з високими ККД. Перепад температури рідкометалевих теплоносіїв в контурі ( $t'_1 - t''_1$ ) може бути досить великим (200 °С і більш), а тиск відносно невисоким, тобто таким, що трохи перевищує опір самого контура. Для парогенераторів з рідкометалевими теплоносіями без проміжного пароперегрівника  $t-Q$ -діаграма відповідає діаграмі, наведеній на рис. 3.2.

За нашого часу на діючих АЕС як рідкометалеві теплоносії найчастіше застосовується натрій Na. Оскільки після проходження через активну зону реактора наведена радіоактивність натрію сильно зростає і він має високу хімічну активність по відношенню до води і до повітря, для АЕС з реакторами, які охолоджуються натрієм, перевага віддається триконтурній схемі (рис. 1.5). У такій схемі передача теплоти від реактора до робочої речовини здійснюється через другий контур з проміжним теплообмінником, який відокремлює перший контур з високою радіоактивністю від третього (пароводяного) контура і локалізує наслідки можливої аварії при випадковому контакті Na з водою. Як теплоносій проміжного контура найчастіше застосовується Na або сплав Na-K.

Конструктивна схема проміжного теплообмінника аналогічна конструктивній схемі економайзера, оскільки його поверхня теплообміну також омивається однофазними середовищами. Для того щоб у разі порушення щільності трубної системи проміжного теплообмінника радіоактивний Na першого контура не попадав в другий контур, тиск в другому контурі підтримується дещо більшим, ніж в першому контурі.

Парогенератори АЕС з рідкометалевими теплоносіями, які розраховані на високі надкритичні параметри пари, включають, окрім економайзера, випарника і основного пароперегрівника, ще і проміжний пароперегрівник. Призначення проміжного пароперегрівника – перегрів частково відпрацьованої в турбіні пари (як правило, після циліндра високого тиску турбіни) з метою підвищення ККД паротурбінного циклу АЕС.

Всі теплообмінні елементи парогенераторів з рідкометалевими теплоносіями можуть бути або об'єднані в одному корпусі, або розташовані в різних корпусах. Поверхні теплообміну всіх елементів парогенераторів з рідкометалевими теплоносіями характеризуються порівняно невеликими площами при значних теплових потоках. Рух рідкометалевих теплоносіїв здійснюється в міжтрубному просторі теплообмінних елементів парогенераторів. Тому в них застосовуються поверхні теплообміну, що самокомпенсуються і складаються із зворотних елементів (рис. 3.4, з).

### 3.4. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з газовими теплоносіями

Газові теплоносії, як і рідкометалеві, також є високотемпературними і тому дають можливість отримувати в парогенераторах пару надкритичних параметрів.

У реакторах, що працюють на природному урані, температура газових теплоносіїв з тиском 2 МПа на виході з реактора  $t'_1$  може складати близько 450 °С за умови застосування сталевих оболонок твेलів. У реакторах, що працюють на збагаченому урані, застосування газових теплоносіїв з тиском більше 5 МПа дає можливість підвищити  $t'_1$  до 650 °С при використанні оболонок твелів із сталі. Використання пористих оболонок твелів з керметів в реакторах, що працюють на збагаченому урані, з газовими теплоносіями з тиском більше 5 МПа дозволяє досягти температури  $t'_1$  більше 850 °С.

Температура газових теплоносіїв на вході в парогенератор  $t'_1$ , що знаходиться в діапазоні 400÷450 °С, дає можливість вироблення перегрітої пари середніх параметрів (з тиском, що дорівнює 4÷6 МПа і з температурою, що дорівнює 410 °С). Для її вироблення в парогенераторах з технологічної точки зору доцільне застосування так званих циклів двох тисків: низького і високого. Збільшення температури  $t'_1$  до 650 °С і більше дозволяє отримувати пару високих надкритичних параметрів (з тиском, що дорівнює 17÷24 МПа і з температурою, що дорівнює 580÷600 °С) і застосовувати проміжний перегрів пари в паротурбінному циклі АЕС. На рис. 3.6 зображено  $t$ - $Q$ -діаграми для парогенераторів з газовими теплоносіями, що виробляють пару двох тисків, і для парогенераторів з газовими теплоносіями з проміжним перегрівом пари.

Вплив параметрів газових теплоносіїв на конструктивні схеми парогенераторів вельми істотний. Умовно парогенератори з газовими теплоносіями підрозділяються на дві групи: з низьким тиском газових теплоносіїв на вході в парогенератор  $P_1$  (низькотемпературні), у яких  $P_1 < 2$  МПа і  $t'_1 < 450$  °С, і з високим тиском газових теплоносіїв (високотемпературні), у яких  $P_1 > 2$  МПа і  $t'_1 > 450$  °С. До останніх, наприклад, належать парогенератори АЕС з реакторами на швидких нейтронах з гелієвим теплоносієм, що мають, як вже наголошувалося,  $P_1 = 20\div 25$  МПа.

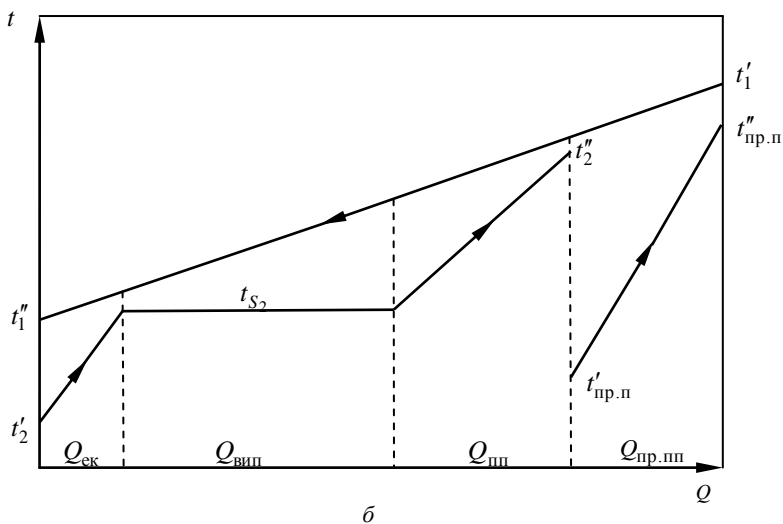
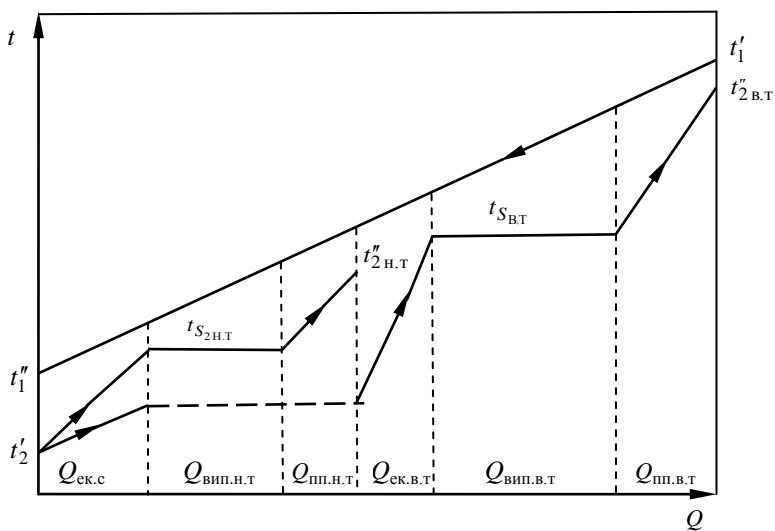


Рисунок 3.6 –  $t$ - $Q$ -діаграма парогенератора з газовим теплоносієм, який виробляє пару двох тисків (а), і з проміжним перегрівом пари (б)

При омиванні поверхонь теплообміну парогенераторів газовими теплоносіями теплообмін між теплоносієм і стінками трубок відбувається за допомогою конвекції з відносно низькими коефіцієнтами тепловіддачі. Тому забезпечення високої паропродуктивності парогенераторів вимагає великих площ поверхонь теплообміну. Інтенсифікувати тепловіддачу з боку газових теплоносіїв можна двома шляхами: підвищенням швидкості руху теплоносіїв і застосуванням розвинених оребрених або ошипованих поверхонь теплообміну. Для парогенераторів АЕС з газовими теплоносіями, як правило, тиск теплоносіїв менший від тиску пари, що генерується, ( $P_1 < P_2$ ), а витрата теплоносіїв значно перевищує витрату робочих речовин, тому стає переважним рух газових теплоносіїв в міжтрубному просторі, де сумарний прохідний переріз істотно більший, ніж в трубках, і спрощується завдання оптимізації швидкостей теплоносіїв. Рух газових теплоносіїв в міжтрубному просторі парогенераторів сприяє організації поперечного омивання трубних пучків з оребрених трубок з метою інтенсифікації процесу теплообміну і дозволяє скомпонувати всі елементи парогенератора з газовим теплоносієм в одному корпусі. Проте велика площа поверхонь теплообміну і обмеження діаметрів корпусів парогенераторів за технологічними умовами їх виробництва вимагають для отримання більшої паропродуктивності значної довжини корпусів. Для таких парогенераторів (з великим відношенням довжини корпусу до його діаметра) раціональне вертикальне розташування корпусів. В цьому випадку в економайзерах і випарниках парогенераторів здійснюється підйомний рух робочої речовини. Для забезпечення протитечійної схеми омивання поверхонь теплообміну рух газових теплоносіїв здійснюється зверху вниз. Така конструктивна схема характерна для парогенераторів як з низьким, так і з високим тиском газових теплоносіїв.

При застосуванні в парогенераторах газових теплоносіїв з високими тиском і температурою інтенсивність теплообміну в них вища, ніж при використанні газових теплоносіїв з низьким тиском, за рахунок збільшення їх масової швидкості течії, а для багатоатомних газових теплоносіїв ще і унаслідок збільшення частки тепловіддачі випромінюванням у вхідних ділянках парогенераторів. Це приводить до зменшення площ поверхонь теплообміну елементів високотемпературних парогенераторів в порівнянні з низькотемпературними. Проте у будь-якому випадку сумарна площа



поверхонь теплообміну парогенераторів з газовими теплоносіями значно більша, ніж парогенераторів з водними або рідкометалевими теплоносіями.

У результаті можна зробити висновок: для парогенераторів з газовими теплоносіями найбільш раціональною конструкцією є вертикальний водотрубний теплообмінний агрегат баштового типу із змійовиковою поверхнею теплообміну і протитечійним рухом газового теплоносія і робочої речовини.

За принципом циркуляції у випарнику парогенератори з газовими теплоносіями можуть бути прямотечійними, з багатократною природною циркуляцією і з багатократною примусовою циркуляцією (рис. 3.1).

Багатократна природна циркуляція у змійовикових поверхнях теплообміну вимагає наявності достатніх рушійних сил. Для їх отримання необхідна значна висота циркуляційного контура. Тому баштові конструкції однокорпусних парогенераторів з газовими теплоносіями з таким типом циркуляції мають істотний недолік – великі розміри корпусів, які є вельми дорогими і, у ряді випадків, нетранспортабельними. Для вирішення цієї проблеми часто проводять розукрупнення єдиної конструкції таких парогенераторів на декілька секцій, що мають менші розміри корпусів, в яких входи і виходи теплоносіїв і робочих речовин здійснюються через днища. Якщо конструкції парогенераторів складаються з двох секцій, то в нижній секції розташовані елементи низького тиску, а у верхній – високого. Економізери і пароперегрівники виконуються з концентричних спіральних змійовиків. Випарники складаються з вертикальних циліндрових барабанів, до яких приєднані вертикальні концентрично розташовані оребрені трубки. Випарні поверхні парогенераторів омиваються газовим теплоносієм, що рухається подовжньо.

### **3.5. Конструктивні схеми парогенераторів АЕС з рідкими органічними теплоносіями**

Як вже наголошувалося в розділі 2.3, термічна і радіаційна нестійкості та погіршені в порівнянні з водними теплоносіями теплофізичні властивості рідких органічних теплоносіїв перешкоджають їх широкому застосуванню на АЕС.

У ядерних енергетичних установках з рідким органічним теплоносієм у вигляді дифенілу температура теплоносія на вході в парогенератори складає близько 325 °С. Така температура дозволяє виробляти в парогенераторах пару середнього тиску з невеликим перегрівом. Застосування термічно і радіаційно стійкіших рідких органічних теплоносіїв, ніж дифеніл, дає можливість отримувати  $t'_1$  більше 400 °С і, таким чином, виробляти пару вищих параметрів (з тиском, що дорівнює 3,5 МПа і з температурою, що дорівнює 410 °С). Для парогенераторів з рідкими органічними теплоносіями  $t$ - $Q$ -діаграма аналогічна діаграмі, наведеній на рис. 3.2.

Декілька чинників обумовлюють різницю між конструкцією парогенераторів з рідкими органічними теплоносіями і конструкцією парогенераторів з водними теплоносіями.

По-перше, вища в порівнянні з водними теплоносіями температура органічних теплоносіїв на вході в парогенератори дозволяє отримувати і використовувати в паротурбінному циклі АЕС перегріту пару. В цьому випадку в конструкцію парогенераторів входять економайзер, випарник і пароперегрівник.

По-друге, малий тиск органічних теплоносіїв в контурі (1,5÷2,0 МПа) обумовлює їх течія в парогенераторах в міжтрубному просторі поверхонь теплообміну. При такій схемі омивання поверхонь теплообміну всі елементи парогенераторів з рідкими органічними теплоносіями раціонально компонується в одному корпусі. Проте оскільки зі всіх рідких теплоносіїв органічні теплоносії мають найгірші теплофізичні властивості, поверхні теплообміну парогенераторів з органічними теплоносіями мають великі розміри. Вони виконуються у формі плоских, гвинтових або спіральних змійовиків. Циркуляція робочої речовини усередині цих змійовиків, як правило, примусова.

У ряді випадків, якщо парогенератор з рідким органічним теплоносієм проектується на середній тиск пари, може виявитися, що у випарнику доцільніше організувати протікання теплоносія усередині трубок. Це пов'язано з тим, що випарники із зануреною поверхнею теплообміну простіші у виготовленні. В цьому випадку конструкція парогенератора буде багатокорпусною, оскільки конструктивні схеми економайзера і пароперегрівника все одно повинні передбачати протікання органічного теплоносія в міжтрубному просторі.

### 3.6. Класифікація конструкцій парогенераторів АЕС, їх елементів и поверхонь теплообміну

Класифікація конструкцій парогенераторів АЕС, їх окремих елементів і поверхонь теплообміну здійснюється відповідно до можливих варіантів їх конструктивного виконання, які наведено в табл. 3.2. і табл. 3.3.

Таблиця 3.2

Варіанти конструктивного виконання елементів парогенераторів

Кількість корпусів (компоновка елементів)	Принцип руху робочої речовини у випарнику	Система сепарації пари у випарниках з багаторазовою природною і багаторазовою примусовою циркуляціями
Однокорпусний	Багаторазова природна циркуляція	1. Виробництво пари і її сепарація в одному корпусі 2. Сепарація пари в окремому корпусі
Багатокорпусний	Багаторазова примусова циркуляція	Для обох варіантів: а) відсутність механічних сепараторів; б) одноступінчата механічна сепарація;
	Прямотечійний (одноразовий примусовий прохід)	в) двоступінчата механічна сепарація

Таблиця 3.3

Варіанти конструктивного виконання поверхонь теплообміну парогенераторів

Спосіб омивання поверхні теплообміну	Конфігурація поверхні теплообміну	Розташування парогенератора (елементів) у будівлі	Конфігурація корпусу
1. Теплоносій в трубках	Змійовики: а) плоскі б) гвинтові в) спіральні	Горизонтальне Вертикальне	Прямий U-, L- і П-подібний
2. Теплоносій в міжтрубному просторі	Трубки: а) U-подібні б) L- і П-подібні Трубка в трубі Пучок трубок в трубі Зворотні елементи		Комбінований (прямий з різними діаметрами) по довжині

### 3.7. Конструкції і технічні характеристики парогенераторів АЕС з водними теплоносіями

У цьому розділі вже наголошувалося, що парогенератори АЕС з водними теплоносіями бувають двох типів: горизонтальні і вертикальні.

Парогенератори, встановлені на діючих в Україні АЕС з реакторами ВВЕР-440 і ВВЕР-1000, є горизонтальними, однокорпусними із зануреною поверхнею теплообміну, яка складається з горизонтально розташованих пучків трубок, і з вбудованими пристроями сепарації пари.

Конструкції і технічні характеристики горизонтальних парогенераторів з водними теплоносіями розглянемо на прикладі парогенератора ПГВ-1000М для АЕС з ВВЕР-1000 (рис. 3.7), який складається з таких основних елементів: корпусу; теплообмінної поверхні; вхідного і вихідного колекторів першого контура (водного теплоносія); пристрою сепарації; пристрою роздачі основної живильної води; пристрою роздачі аварійної живильної води; пристрою вирівнювання парового навантаження; парового колектора; опорних конструкцій; зрівняльних посудин; гідроамортизаторів.

Корпус парогенератора призначений для розміщення в своєму об'ємі трубних пучків поверхонь теплообміну разом з вхідним і вихідним колекторами першого контура і інших внутрішньокорпусних пристроїв. Він являє собою зварну циліндричну посудину, яка має довжину 13840 мм, внутрішній діаметр 4000 мм і товщину стінок 145 мм і яка складається з кованих обичайок, штампованих еліптичних днищ, кованих патрубків і люків. Матеріал корпусу парогенератора – перлітна низьколегована сталь марки 10ГН2МФА.

На корпусі розташовані: два люки для огляду і обслуговування колекторів першого контура ( $D_y 800$ ); два люки для огляду і обслуговування внутрішньокорпусних пристроїв другого контура ( $D_y 500$ ); десять патрубків для відведення пари ( $D_y 200$ ); один патрубок для підведення основної живильної води ( $D_y 400$ ); два патрубки для підведення аварійної живильної води ( $D_y 100$ ); один патрубок для дренажу котлової води ( $D_y 100$ ); два штуцери ( $D_y 80$ ) і чотири штуцери ( $D_y 20$ ) для відведення котлової води в лінію періодичного продування; два штуцери для відведення котлової води в лінію безперервного продування ( $D_y 20$ ); двадцять два штуцери для приєднання зрівняльних посудин і імпульсних ліній ( $D_y 20$ ); два патрубки для зварки корпусу з колекторами першого контура ( $D_y 1200$ ); два штуцери для контролю

щільності фланцевих з'єднань колекторів першого контура ( $D_y 15$ ); чотири штуцери для контролю щільності фланцевих з'єднань колекторів другого контура ( $D_y 10$ ); два штуцери для відведення повітря з колекторів першого контура ( $D_y 10$ ); два штуцери для відведення повітря з колекторів живильної води ( $D_y 20$ ); два штуцери для контролю роботи індикатора рівня котельної води ( $D_y 15$ ); два штуцери для відведення повітря з парового колектора ( $D_y 10$ ).

Теплообмінна поверхня парогенератора складається з 11000 трубок типорозміру  $16 \times 1,5$  мм і їх колекторів. Теплообмінні трубки, гнуті в U-подібні змійовики, скомпоновані в два трубні пучки. Розташування трубок в кожному пучку шахове, крок по висоті пучка дорівнює 19 мм, а по ширині пучка – 23 мм. Змійовики мають по 3 вертикальних коридори для забезпечення необхідних гідродинамічних характеристик циркулюючої котлової води. Кінці змійовиків закладені в стінки колекторів шляхом обварювання їх торців, які мають антикорозійне покриття, аргонодуговим зварюванням і подальшим гідравлічним вальцюванням на всю глибину закладення в колектор. Змійовики дистанціюються між собою в трубному пучку спеціальними елементами, які, у свою чергу, закріплюються в опорних конструкціях, розташованих на корпусі парогенератора. Дистанціюючі елементи являють собою хвилеподібні смуги з проміжними плоскими планками.

Колектори першого контура призначені для збору водного теплоносія і роздачі його в теплообмінні трубки. Кожен колектор має перехідне кільце ( $D_y 850$ ) для з'єднання з головним циркуляційним трубопроводом і два штуцери ( $D_y 20$ ) для періодичного продування. У верхній частині колектора першого контура є фланцевий рознім ( $D_y 500$ ). Він забезпечений плоскою кришкою, після зняття якої проводиться огляд і ремонт зварних з'єднань приварки теплообмінних трубок до внутрішніх поверхонь колекторів. Кришки колекторів мають так звані «витискувачі», що служать для обмеження перетікання теплоносія з першого контура в другий при обриві фланцевого з'єднання кришки. «Витискувач» являє собою циліндр діаметром 492 мм і заввишки 100 мм з товщиною стінки 10 мм, виготовлений з аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі марки 08X18H10T і приварений до поверхні кришки колектора з боку першого контура. Для виключення «заповітріння» колектора при заповненні теплоносієм першого контура на «витискувачі» виконано проточку шириною 56 мм по всій його довжині.

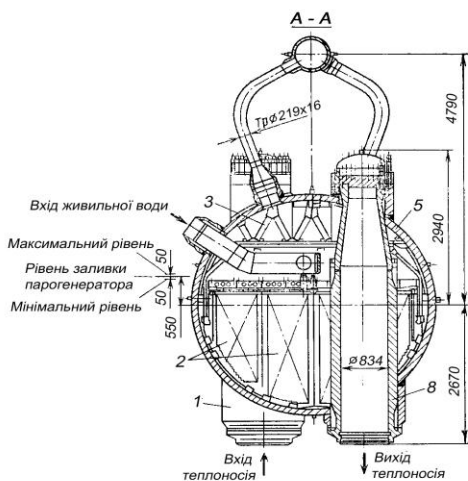
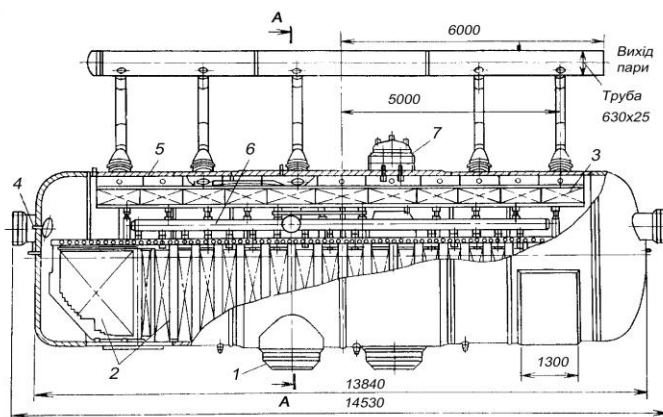


Рисунок 3.7 – Горизонтальний парогенератор ПГВ-1000М для АЕС з ВВЕР-1000:

1 – вхідний колектор теплоносія; 2 – поверхня теплообміну; 3 – сепаратори другого ступеня сепарації; 4 – штуцери рівнеміра; 5 – корпус; 6 – роздавальний колектор живильної води; 7 – сепаратори першого ступеня сепарації; 8 – вихідний колектор теплоносія

Колектори першого контура виконані з перлітної низьколегованої сталі марки 10ГН2МФА. Внутрішня поверхня колекторів, включаючи кришки фланцевих рознімів, покрита антикорозійною наплавкою з аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі марки Х18Н10Т.

Сепараційні пристрої складаються з пакетів жалюзі хвиленподібного профілю, за якими встановлений паровий дірчастий лист. Жалюзійні пакети розташовані під кутом 26 градусів до вертикалі в паровому об'ємі парогенератора на висоті 750 мм від зануреного дірчастого листа. Вони виконані з аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі марки Х18Н10Т. Паровий дірчастий лист призначений для вирівнювання поля швидкостей пари. Ступінь перфорації дірчастого листа складає приблизно 6 %.

Пристрій підводу і роздачі основної живильної води складається із загального колектора ( $D_y 250$ ), який проходить упродовж парогенератора і сполучений з патрубком підведення живильної води ( $D_y 400$ ). До загального колектора приєднано 15 роздавальних колекторів ( $D_y 80$ ), по довжині яких вварені трубки ( $D_y 20$ ) для підведення живильної води у верхню частину трубних пучків поверхні теплообміну під зануреним дірчастим листом, тобто для підведення живильної води на так звану «гарячу» сторону трубних пучків. Матеріал загального колектора – перлітна низьколегована сталь 20, матеріал роздавальних колекторів і трубок – аустенітна хромонікелева нержавіюча сталь Х18Н10Т.

Пристрій роздачі аварійної живильної води складається із загального колектора ( $D_y 150$ ), виконаного з перлітної низьколегованої сталі 20, і роздавальних колекторів ( $D_y 80$ ), виконаних з аустенітної хромонікелевої нержавіючої сталі Х18Н10Т, що мають по своїй довжині отвори для подачі аварійної води. Загальний і роздавальний колектори аварійної живильної води розміщені в паровому просторі парогенератора.

Паровий колектор парогенератора ( $D_y 600$ ), призначений для збору відсепарованої насиченої пари і подачі її в паропровід. Матеріал парового колектора – перлітна низьколегована сталь 20. Ущільнення всіх фланцевих з'єднань колекторів першого і другого контурів і люков-лазів по стороні другого контура здійснюється нікелевими прокладками, які укладаються в спеціальні розточки на стикових поверхнях фланцевих з'єднань. У міжпрокладних просторах ущільнень контролюється тиск теплоносія і робочої речовини з метою визначення нещільності з'єднань.

Для визначення рівня котлової води в парогенераторі встановлюються чотири однокамерні зрівняльні посудини з діапазоном вимірювання 0÷4 м (чотириметрові рівнеміри) і три двокамерні зрівняльні посудини з діапазоном вимірювання рівня 0÷1 м (однометрові рівнеміри).

На АЕС парогенератор встановлюється в спеціальному боксі на опорні конструкції, кожна з яких включає ложемент, роликову опору, сполучну тягу, опорну основу, закладну деталь і анкерні болти. Опорна конструкція розрахована на сприйняття одночасної дії вертикальної складової сейсмічного навантаження від максимального розрахункового землетрусу силою 9 балів за шкалою Ріхтера і реактивного зусилля 1460 т, що виникає в аварійній ситуації при розриві трубопроводів першого контура ( $D_y$  850) в горизонтальній площині.

У стінах боксу парогенератор розкріплено вісьма гідроамортизаторами, призначеними для сприйняття горизонтальної складової сейсмічного навантаження. Спільно з механічною системою опор вони також амортизують переміщення парогенератора при термічних переміщеннях підвідних і відвідних трубопроводів.

На енергоблоках АЕС потужністю 1000 МВт з реакторами ВВЕР-1000 встановлено чотири парогенератори ПГВ-1000М (рис. 3.8). Режими роботи кожного з них ідентичні, тому подальший опис технологічної схеми їх роботи наведений для одного парогенератора.

Нагрітий в реакторі водний теплоносіє першого контура входить в парогенератор, проходить по теплообмінних трубках, віддаючи свою теплоту живильній (котловій) воді, і повертається в реактор.

Котлова вода, омиваючи теплообмінні трубки, нагрівається, закипає і перетворюється на насичену пару. Насичена пара виходить з парогенератора, збирається в паровому колекторі і далі по паропроводу подається на стопорно-регулювальні клапани турбіни. На паропроводі встановлений швидкодіючий захисно-відсічний клапан, призначений для відсікання паропроводу і парогенератора від турбіни у разі аварійних ситуацій. На ділянці паропроводу до швидкодіючого захисно-відсічного клапана встановлено один швидкодіючий редуційний пристрій для скидання пари в атмосферу і два запобіжних клапани.

У табл. 3.4 наведено основні технічні характеристики парогенератора ПГВ-1000М. Парогенератор виробляє вологу насичену пару в кількості 1470 т/год з тиском 6,3 МПа, температурою 278 °С і вологістю 0,2 %. Такі значення параметрів пари, що генерується, забезпечуються за таких умов



експлуатації: у діапазоні потужності реактора 95÷100 % від номінальної при номінальному рівні котлової води з допустимим відхиленням не більш  $\pm 50$  мм (по однометровому рівнеміру); при значеннях потужності реактора менше 95 % від номінальної при номінальному рівні котлової води з допустимим відхиленням не більш  $\pm 150$  мм (по однометровому рівнеміру).

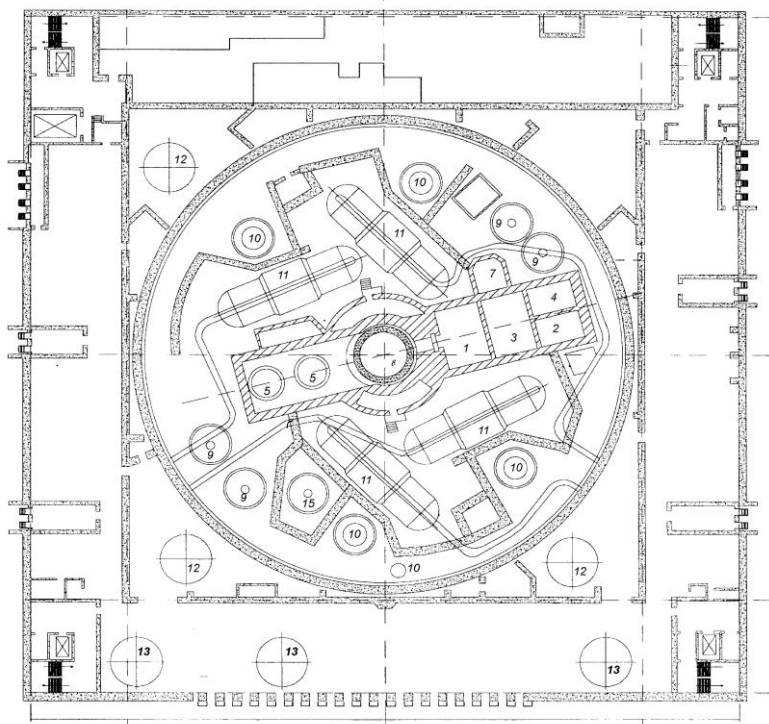


Рисунок 3.8 – План реакторного відділення енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000:

1, 2, 3 – відсіки басейну витримки і перевантаження палива; 4 – колодязь для контейнерів свіжого і відпрацьованого палива; 5 – шахта ревізії внутрішньокорпусних пристроїв; 6 – шахта ревізії блока захисних труб; 7 – мийка; 8 – шахта реактора; 9 – гідроємність системи аварійного охолодження активної зони; 10 – головний циркуляційний насос; 11 – парогенератор; 12 – бак запасу технічної води; 13 – бак системи аварійного пожежегасіння

Таблиця 3.4

## Технічні характеристики парогенератора ПГВ-1000М

Найменування параметра	Значення і допустиме відхилення
Теплова потужність, МВт	750+53
Паропроductивність, т/год	1470+103
Тиск пари, що генерується, МПа	6,3±0,2
Температура пари, що генерується, °С	278±2
Температура живильної води, °С	220±5
Температура живильної води при відключених підігрівниках високого тиску (ПВД), °С	164±4
Температура аварійної живильної води, °С	5÷40
Тиск теплоносія першого контура на вході у парогенератор, МПа	15,7±0,3
Температура теплоносія першого контура, С: на вході на виході	320±3,5 289±2
Номінальний рівень котлової води, мм: по однометровому рівнеміру по чотириметровому рівнеміру на «холодному» торці парогенератора на «гарячому» торці парогенератора	220÷320 270÷320 2250±50 2100±50
Опір парогенератора по першому контуру при роботі чотирьох головних циркуляційних насосів (ГЦН), МПа	0,125
Опір парогенератора по пароводяному тракту при номінальній паропроductивності, МПа	0,110
Вологість пари на виході з парогенератора, %	0,2
Витрата продувальної води, т/год: безперервне продування періодичне продування	7,5 14,5
Максимальний розрахунковий тиск, МПа: теплоносія пари, що генерується	17,6 7,8
Максимальна розрахункова температура °С: теплоносія пари, що генерується	350 300
Температура стінки елементів першого і другого контурів при проведенні гідровипробувань, не менше, °С	70
Тиск гідровипробувань на міцність по першому контуру, МПа по другому контуру, МПа	24,5±0,2 10,8±0,1
Місткість парогенератора, м³: по першому контуру по другому контуру	23,4 124,6
Маса сухого парогенератора, кг	320000

Горизонтальні парогенератори, встановлені на АЕС з реакторами ВВЕР, досить добре зарекомендували себе в експлуатації. Проте їх конструкції і характеристики обмежують можливості подальшого підвищення техніко-економічних показників АЕС.

Відомо, що одним з шляхів підвищення техніко-економічної ефективності електростанцій є збільшення одиничної потужності встановлюваного на них устаткування, у тому числі і парогенераторів, з одночасним зниженням капітальних витрат на будівництво. Для АЕС з реакторами типу ВВЕР це може бути здійснено за рахунок застосування потужних парогенераторів вертикального типу, які в порівнянні з горизонтальними парогенераторами дозволяють раціональніше скомпонувати устаткування першого контура в реакторному відділенні АЕС і, тим самим, скоротити обсяг і вартість будівельних і монтажних робіт. Основні типорозміри і масогабаритні характеристики можливих конструкцій вертикальних парогенераторів для АЕС з реакторами типу ВВЕР-1000 наведено в табл. 3.5. Аналіз даних, поданих в табл. 3.5, дозволяє зробити певні висновки.

Основними недоліками потужних вертикальних однокорпусних парогенераторів з водним теплоносієм з природною циркуляцією є складність конструкції, великі маси і великі габаритні розміри.

Цих недоліків, значною мірою, позбавлені прямотечійні вертикальні парогенератори з водним теплоносієм. Перехід на прямотечійну схему і обумовлену у зв'язку з цим відмову від сепараційних пристроїв дозволяє істотно спростити конструкцію цих вертикальних парогенераторів, поліпшити їх масові і габаритні характеристики, полегшити транспортування. Прямотечійні вертикальні парогенератори із спіральними витими теплообмінними трубками і водним теплоносієм першого контура в трубах важать приблизно в 1,5÷2 рази менше, ніж вертикальні парогенератори з природною циркуляцією.

У конструкціях прямотечійних вертикальних парогенераторів з водним теплоносієм, який рухається в спіральновитих трубках, теплообмінна поверхня виготовляється у вигляді двох спіральновитих пучків, приєднаних до центрального колектора. У схему руху водного теплоносія, що протікає усередині трубок, пучки включені паралельно, а в схему руху робочої речовини, яка рухається знизу вверх в міжтрубному просторі, – послідовно. Завдяки спеціальній системі внутрішньокolleкторних пристроїв рух водного

теплоносія організований так, щоб теплообмін в обох пучках здійснювався за протитечійною схемою. Для забезпечення рівних діаметрів спіральновитих теплообмінних пучків витрати теплоносія у верхньому і нижньому пучках однакові і складають 50 % від сумарної витрати.

Таблиця 3.5

Основні типорозміри і масогабаритні характеристики вертикальних парогенераторів з водним теплоносієм для АЕС з реакторами типу ВВЕР-1000

Параметри	Парогенератори з природною циркуляцією		Прямотечійні парогенератори		
	однокорпусні	з виносним сепаратором	з теплоносієм в спіральновитих трубах	з теплоносієм в міжтрубному просторі	з теплоносієм у прямих трубах
Типорозмір трубок поверхонь теплообміну, мм	12×1,2	12×1,2	12×1,2	12×1,2	14×1,4
Загальна кількість трубок поверхонь теплообміну, мм	34950	33120	31 100	28400	20800
Внутрішній діаметр корпусу парогенератора, м	5,85	3,9	3,6	3,75	3,8
Маса парогенератора, кг	900 000	900 000	450 000	930 000	500 000
Питома маса парогенератора (на одиницю електричної потужності, що виробляється енергоблоком), кг/МВт	$1,80 \cdot 10^3$	$1,82 \cdot 10^3$	$0,90 \cdot 10^3$	$1,86 \cdot 10^3$	$1,00 \cdot 10^3$

Прямотечійні вертикальні парогенератори з гідравлічною схемою, що передбачає рух робочої речовини в трубах, а водного теплоносія – в міжтрубному просторі, за своїми габаритними і масовими характеристиками значно поступаються прямотечійним вертикальним парогенераторам з водним теплоносієм в трубах, а за масою – також і вертикальним парогенераторам з природною циркуляцією.

Для забезпечення безпеки експлуатації АЕС з вертикальними парогенераторами з водним теплоносієм в міжтрубному просторі необхідний систематичний контроль за станом металу внутрішніх поверхонь корпусів парогенераторів. Конструкція фланцевого розніму корпусів парогенераторів, що передбачає можливість їх розбирання для здійснення систематичного контролю, ускладнює конструкцію самих парогенераторів і, таким чином, знижує їх надійність. Крім того, для підйому кришок корпусів парогенераторів з колекторами і теплообмінними пучками, в головному корпусі АЕС мають бути передбачені кран вантажопідйомністю не менше 500 т і необхідний простір, що дозволить розбирати парогенератори, а це приведе до збільшення висоти будівлі головного корпусу АЕС і вартості монтажу парогенераторів.

Таким чином, за всіма основними характеристиками вертикальні парогенератори з водним теплоносієм в міжтрубному просторі значно поступаються вертикальним прямотечієм парогенераторам з водним теплоносієм в трубках і тому для енергоблоків АЕС великої одиничної потужності вони є малоперспективними.

Прямотечієві вертикальні парогенератори з рухом водного теплоносія першого контура в прямих теплообмінних трубках і з плоскими трубними дошками (рис. 3.9) за загальним виглядом і висотою практично рівноцінні прямотечієвим вертикальним парогенераторам з рухом водного теплоносія в спіральновитих теплообмінних трубках, проте вони мають більший внутрішній діаметр корпусу. Принципова конструктивна схема парогенераторів з рухом водного теплоносія в прямих теплообмінних трубках визначається, в основному, вибраним способом самокомпенсації температурних подовжень трубок і корпусу.

Таким чином, порівняльний аналіз основних масогабаритних характеристик можливих конструкцій вертикальних парогенераторів для АЕС з ВВЕР-1000 з урахуванням можливостей їх виготовлення, монтажу і умов експлуатації свідчить про те, що найбільш перспективним зі всіх варіантів є прямотечієвий парогенератор з рухом водного теплоносія в спіральновитих теплообмінних трубних пучках.

У цей час в різних країнах на сучасних АЕС з водними теплоносіями успішно застосовуються як горизонтальна, так і вертикальна конструкції однокорпусних парогенераторів. Обидві конструкції достатньо близькі за своїми технічними характеристиками і показниками надійності. Проте вертикальні парогенератори займають площу в реакторному відділенні АЕС приблизно в 4 рази меншу, ніж горизонтальні такої ж паропроductивності, що істотно знижує витрати на будівництво АЕС.

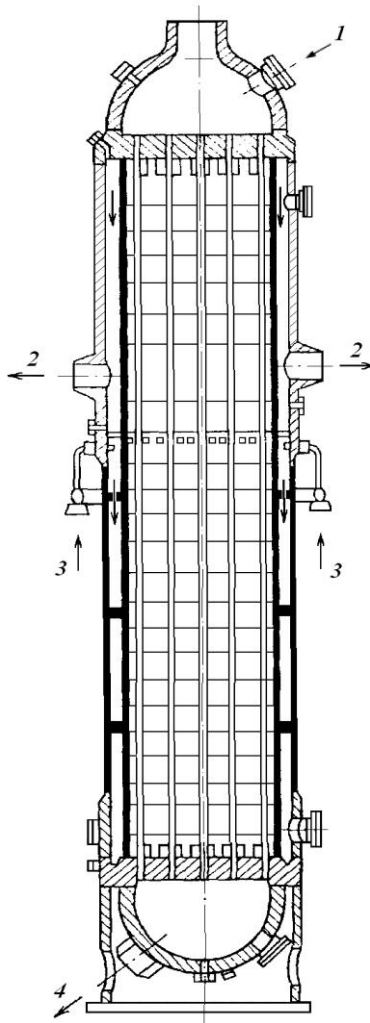


Рисунок 3.9 – Прямотечійний вертикальний парогенератор з водним теплоносієм в прямих теплообмінних трубках:

1 – вхід теплоносія; 2 – вихід пари;  
3 – вхід живильної води; 4 – вихід теплоносія

## **Р о з д і л 4**

# **КОНСТРУКЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ РЕАКТОРНИХ І ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК АЕС**

### **4.1. Загальні вимоги до конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС**

При створенні реакторних і парогенераторних установок АЕС одним з найважливіших етапів є вибір конструкційних матеріалів для них. Це обумовлено тим, що конструкційні матеріали реакторних і парогенераторних установок АЕС повинні не тільки мати необхідні механічні характеристики для забезпечення конструктивної міцності вузлів і елементів установок, але і задовольняти цілий ряд специфічних вимог. Перш за все, ці матеріали мають бути технологічними: легко піддаватися обробці тиском і різанням, прокатці, добре зварюватися. Вони мають бути пластичними, здатними працювати в умовах високих динамічних навантажень. Механічні характеристики конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок не повинні змінюватися в процесі тривалої експлуатації при високій температурі і в умовах зміни за значенням і знаком механічної напруги, яка діє на матеріал. Деякі матеріали устаткування реакторних і парогенераторних установок експлуатуються в умовах вібрації, тому вони не повинні руйнуватися унаслідок утомленості, у тому числі і малоциклової, і повинні мати високу циклічну міцність. Відомо, що в результаті дії радіаційного опромінювання матеріали стають крихкими (окрихчуються), змінюють свою форму. Тому необхідно, щоб конструкційні матеріали реакторних і парогенераторних установок мали високу радіаційну стійкість.

У процесі експлуатації деякі конструкційні матеріали устаткування реакторних і парогенераторних установок стикаються з теплоносієм, в якому можуть бути присутніми корозійно-агресивні домішки, та і самі теплоносії,

навіть високого ступеня чистоти, є корозійно-активними. Тому ці матеріали реакторних і парогенераторних установок можуть руйнуватися внаслідок перебігу корозійних процесів, а також ерозії і кавітації. Водень, що виділяється в процесі корозії, може розчинятися в конструкційних матеріалах і сприяти їх окрихчуванню. З цього виходить ще одна вимога, що ставиться до конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок, це – висока корозійна стійкість.

Особливі вимоги ставляться і до теплофізичних властивостей конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок. Коефіцієнт температурного розширення цих матеріалів має бути, по можливості, мінімальним, оскільки застосування в технологічних схемах реакторних і парогенераторних установок пристроїв для компенсації температурної напруги, обумовленої температурним розширенням конструкційних матеріалів, викликає певні труднощі при їх конструюванні і компоновці. Вельми важливою характеристикою конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок є і коефіцієнт теплопровідності, який має бути, по можливості, максимальним, оскільки низький коефіцієнт теплопровідності обумовлює великий перепад температур по перерізу матеріалу, що може створити термічну напругу, яка загрожуватиме цілісності конструкцій.

У ряді випадків до конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок ставиться вимога газоцільності. Зокрема, це стосується матеріалів оболонок твелів і трубопроводів теплоносія, оскільки проникнення газоподібних уламків поділу ядерного палива через оболонку твелів підвищує радіоактивність теплоносія, а їх проникнення через стінки трубопроводів погіршує радіаційну обстановку на АЕС, що утрудняє її обслуговування і експлуатацію. Природно, мова йде про міграції газів не по дефектах зварних з'єднань, а по перерізу основного матеріалу. До матеріалів трубопроводів (паропроводів) реакторних і парогенераторних установок ставляться також вимоги високої міцності і здатності протистояти крихкому руйнуванню. Матеріал трубопроводів теплоносія повинен мати ще і підвищену корозійну стійкість, оскільки продукти корозії, що переходять в теплоносії, погіршують радіаційну обстановку на АЕС і створюють небезпеку утворення відкладень на поверхні твелів реактора.



Важливою вимогою є також вартість матеріалів, які використовуються для виготовлення устаткування реакторних і парогенераторних установок, оскільки вона істотно впливає на собівартість виробництва електроенергії і теплоти на АЕС, а отже, і на конкурентоспроможність атомної енергетики в цілому.

Таким чином, залежно від того, для виготовлення яких конкретно вузлів і деталей реакторних і парогенераторних установок використовуються конструкційні матеріали, до них ставиться той або інший комплекс вимог.

## **4.2. Матеріали, які використовуються для виробництва устаткування реакторних і парогенераторних установок АЕС**

Як конструкційні матеріали для виробництва устаткування реакторних і парогенераторних установок АЕС застосовуються, в основному, сплави металів. Це обумовлено тим, що сплави металів відрізняються високою міцністю і пластичністю. Крім того, вони здатні зміцнюватися в умовах пластичної деформації. Металургійні процеси отримання сплавів металів добре освоєні. У промисловості відпрацьована технологія їх обробки різанням і тиском, куванням, штампуванням, прокаткою, освоєні різні види зварювання. Чисті метали в реакторо- і парогенераторобудуванні застосовуються обмежено, тільки там, де потрібна особливо висока пластичність і відсутність домішок.

Широке застосування для виробництва устаткування реакторних і парогенераторних установок знайшли сплави на основі заліза. Серед них, насамперед, слід зазначити нержавіючі високолеговані сталі. Застосування цих сталей обумовлене їх високою корозійною стійкістю по відношенню до різних теплоносіїв, термічною стійкістю (жароміцністю), технологічністю. Нержавіючі сталі застосовуються для виготовлення оболонок твелів, каналів і інших елементів активної зони реакторів, а також для плакування (наплавлення) внутрішніх поверхонь устаткування реакторних і парогенераторних установок, виготовлених з низьколегованих сталей (корпусів реакторів, парогенераторів, барабанів-сепараторів і іншого

устаткування). Ці сталі також широко застосовуються для виготовлення трубопроводів першого контура двоконтурних АЕС з ВВЕР (до діаметра 550 мм) і контура багаторазової примусової циркуляції реакторів одноконтурних АЕС, вузлів і елементів парогенераторів і теплообмінників конденсатно-живильного тракту турбоустановок, циркуляційних насосів і арматури. Максимальна робоча температура нержавіючих сталей дорівнює 700 °С, що обумовлено межею їх жароміцності.

Останнім часом широке застосування в реакторо- і парогенераторобудуванні знайшли також перлітні низьколеговані і вуглецеві сталі, які використовуються для виготовлення корпусів реакторів, парогенераторів двоконтурних АЕС з ВВЕР, барабанів-сепараторів одноконтурних АЕС, паропроводів насиченої пари, трубопроводів конденсатно-живильного тракту турбоустановок, теплообмінників і іншого устаткування. Ці сталі менш корозійностійкі ніж нержавіючі, проте їх застосування стало можливим завдяки розробці і точному дотриманню в процесі експлуатації сучасних АЕС відповідних норм водно-хімічного режиму і наявності засобів глибокого очищення водних теплоносіїв і живильної води від продуктів корозії. Верхня температурна межа застосування перлітних низьколегованих сталей дорівнює 500 °С, а перлітних вуглецевих сталей – 350 °С. Ці сталі технологічні, добре освоєні промисловістю і мають меншу вартість в порівнянні з нержавіючими сталями.

Для виготовлення устаткування другого контура АЕС з ВВЕР застосовуються майже ті ж матеріали, що і для устаткування електростанцій, які працюють на органічному паливі. Паропроводи від парогенератора до турбіни і трубопроводи конденсатно-живильного тракту від конденсатора до парогенератора виготовляються, як правило, з перлітних сталей. Поверхні теплообміну конденсаторів і регенеративних підігрівників низького тиску (у тракці основного конденсату) виготовляються з матеріалів з підвищеною корозійною стійкістю: латуні, нержавіючих сталей, мельхіору, нікелевих сплавів і інших, оскільки вони працюють в найбільш корозійно-агресивному середовищі. Поверхні теплообміну регенеративних підігрівників високого тиску виготовляються з перлітних вуглецевих сталей.

Сплави на основі нікелю і титану зазвичай застосовуються для виготовлення устаткування реакторних і парогенераторних установок в тих випадках, коли потрібен матеріал, стійкий по відношенню до загальної корозії і корозії під напругою. Наприклад, з нікелевих сплавів виготовляється устаткування реакторних установок, які охолоджуються рідким натрієм.

### 4.3. Характеристики і властивості перлітних сталей як конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС

Як наголошувалося вище, в реакторо- і парогенераторобудуванні перлітні низьколеговані і вуглецеві сталі знаходять широке застосування для виготовлення корпусів реакторів, парогенераторів АЕС з ВВЕР, барабанів-сепараторів одноконтурних АЕС, паропроводів насиченої пари, теплообмінників, трубопроводів конденсатно-живильного тракту і ряду інших вузлів і елементів реакторних і парогенераторних установок. Сталі перлітного класу містять 0,08÷0,42 % вуглецю (С). Сумарний вміст легуючих елементів в них відносно малий і не перевищує 5÷6 %. Необхідно відзначити, що при застосуванні перлітних сталей в атомній енергетиці був використаний досвід їх широкого застосування в тепловій енергетиці.

Склад деяких легованих сталей перлітного класу наведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Склад деяких перлітних сталей

Марка сталі	Вміст легуючих елементів і домішок, %						
	С	Mn	Si	Ni	Mo	Cr	Інші компоненти
22К	0,18÷0,23	0,7÷1,0	0,17÷0,57	-	-	-	-
16ГНМ	0,13÷0,18	0,8÷1,1	0,17÷0,37	1,6÷1,3	0,40÷0,55	-	-
Сталь 20	0,17÷0,24	0,35÷0,65	0,17÷0,37	<0,25	-	<0,25	-
12ХМ	0,09÷0,16	0,4÷0,7	0,15÷0,30	<0,3	0,4÷0,6	0,4÷0,6	-
15Х2НМФА	0,11÷0,21	0,3÷0,6	0,17÷0,37	0,4	0,6÷0,8	2,0÷3,0	0,25÷0,35 V

Згідно з діаграмою стану залізо – вуглець (рис. 4.1) сталі, які містять менше 0,8 % вуглецю, є доєвтектоїдними. У процесі виробництва сталі при зниженні температури  $T$  нижче за лінію  $GS$  починається перетворення аустеніту з виділенням фериту. Аустеніт – структурна складова, що є твердим розчином вуглецю в  $\gamma$ -залізі, яке кристалізується в гранецентрованих ґратах. Ферит – структурна складова, що являє собою  $\alpha$ -залізо, яке в незначній кількості розчиняє вуглець і кристалізується в об'ємно-центрованих ґратах. В області  $GSP$  структура доєвтектоїдної сталі складається з аустеніту і фериту. При температурі менше 723 °C (горизонталь  $PS$ ) перебігає евтектоїдна реакція: аустеніт  $\rightarrow$  ферит + цементит.

У сталях із вмістом вуглецю менше 0,8 % продуктом перетворення є евтектоїдна суміш фериту і цементиту, звана перлітом. Після остаточного перетворення структура сталі складається з фериту і перліту. Таку структуру перлітні сталі мають в процесі їх виробництва після термічної процедури відпалу. Процедура відпалу, що полягає в нагріванні сталі вище від температури, відповідної до лінії  $GS$  (рис. 4.1), і у подальшому повільному її охолодженні, забезпечує цю фазову перекристалізацію.

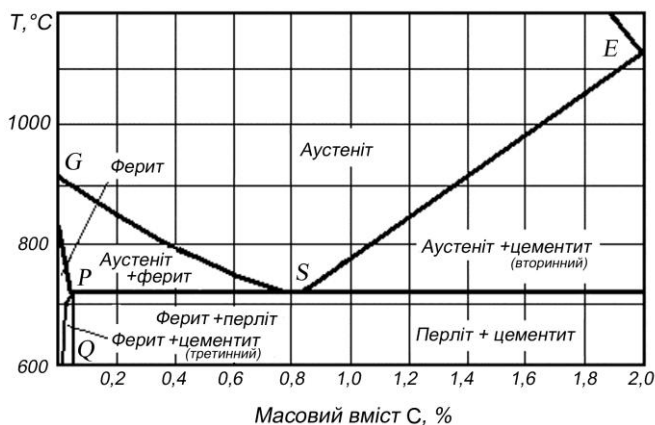


Рисунок 4.1 – Сталева ділянка діаграми залізо – вуглець

Перлітні сталі зазвичай застосовуються в так званому нормалізованому стані. Нормалізація як термічна процедура являє собою в процесі

виробництва сталі різновид відпалу. При нормалізації охолодження сталі проводиться на повітрі, що забезпечує декілька вищу швидкість охолодження, ніж при звичайному відпалі. При охолодженні сталі з високою швидкістю від температури нагріву до нормального стану відбувається її гарт. Із збільшенням швидкості охолодження сталі температура евтектоїдного перетворення знижується. Ферито-цементитна суміш у міру зниження температури евтектоїдного перетворення стає все більш дрібнодисперсною і твердою. Якщо швидкість охолодження така велика і переохолодження таке значне, що розпаду твердого розчину не відбувається, аустеніт перетворюється на мартенсит (твердий розчин вуглецю в  $\alpha$ -залізі). Збільшення вмісту легуючих елементів в сталі приводить до збільшення стійкості переохолодженого аустеніту. Тому в сталях, легованих декількома елементами, наприклад, в сталях, що містять хром (Cr), нікель (Ni), молібден (Mo), перлітне перетворення при охолодженні на повітрі затримується до температури мартенситного перетворення.

Механічні властивості перлітних сталей залежать від їх хімічного складу і режиму термічної обробки. У табл. 4.2 наведено деякі фізичні і механічні властивості декількох марок сталей перлітного класу.

Міцність перлітних сталей при температурах вище 300–480 °С характеризується границею тривалої міцності  $\sigma_B$ . З підвищенням температури вона знижується. Наприклад, для сталі 12ХМ границя тривалої міцності при температурі 510 °С дорівнює 130 МПа, тоді як при температурі 20 °С вона дорівнює 450 МПа (при тривалості випробувань  $10^5$  г) (табл. 4.2).

Сталі 22К, 16ГНМ застосовуються для виготовлення барабанів-сепараторів, а сталі 20, 12ХМ, 10ГН2МФА – для виготовлення трубопроводів. Для виготовлення корпусів реакторів і парогенераторів АЕС з ВВЕР застосовуються перлітні сталі типу 15Х2НМФА.

Під впливом інтенсивного нейтронного опромінення відбуваються зміни теплофізичних властивостей і механічних характеристик перлітних сталей. Щільність сталей, їх теплопровідність змінюються при цьому незначно, проте істотно змінюються їх критична температура крихкості і ударна в'язкість, яка створює небезпеку крихкого руйнування. Явище температурної крихкості полягає в тому, що при зменшенні температури нижче за деяке критичне значення різко знижується ударна в'язкість  $a_n$ , і сталь стає крихкою. Крім того, опромінення впливає на границі міцності  $\sigma_B$  і текучості  $\sigma_T$ .

Таблиця 4.2

## Фізичні і механічні властивості перлітних сталей

Марка сталі	Границя міцності при розтягуванні (тимчасовий опір) $\sigma_B$ , МПа (при 20°C)	Границя текучості $\sigma_T$ , МПа (при 20°C)	Відносне подовження при розриві $\delta$ , % (при 20°C)	Ударна в'язкість $a_n$ , Дж/см <sup>2</sup> (при 20°C)	Границя текучості $\sigma_T$ , МПа (при 300°C)	Коефіцієнт лінійного розширення, $10^{-6}$ град <sup>-1</sup> (при 300°C)	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К) (при 300°C)
22К	440÷960	220÷350	20÷23	90÷150	200÷270	12÷13	46
16ГНМ	530÷680	280÷500	17÷28	76÷190	260÷500	12÷13	46
Ст. 20	510	320	32	50	210	13	44
12ХМ	450	280	31	190	270	12,7	50
10ГН2МФА	550	350	16	190	300	12,8	52

Мале значення флюенсу теплових нейтронів (кількість теплових нейтронів в потоці нейтронів), яке не перевищує  $10^{17}$  см<sup>-2</sup>, трохи впливає на механічні характеристики перлітних низьколегованих сталей. Проте у міру подальшого збільшення флюенсу відбувається різка зміна механічних характеристик сталей, причому флюенси величиною  $10^{18} \div 10^{19}$  см<sup>-2</sup> сильніше впливають на зміну границі текучості сталей, ніж на зміну границі міцності.

З табл. 4.3, в якій наведено вплив нейтронного опромінення на механічні властивості деяких перлітних низьколегованих сталей, видно, що із збільшенням флюенсу різниця між границями міцності і текучості зменшується. Це приводить до зменшення здатності перлітних сталей до деформаційного зміцнення. В результаті опромінювання флюенсом нейтронів величиною  $10^{20}$  см<sup>-2</sup> границя текучості сталей збільшується на 100÷150 %, а межа міцності – лише на 30÷50 %. Пластичність  $\delta$  при цьому значно зменшується (для сталі 20 – до 4%). При опромінюванні флюенсом величиною від  $10^{17}$  до  $10^{19}$  см<sup>-2</sup> збільшення границі текучості  $\Delta\sigma_T$  перлітних маловуглецевих сталей (із вмістом вуглецю менше 0,24 %) відбувається відповідно до залежності

$$\Delta\sigma_T = A\Phi^{1/3}, \quad (4.1)$$

де  $A$  – постійна величина, що залежить від марки сталі і умов опромінювання;  
 $\Phi$  – величина флюенсу теплових нейтронів.

Таблиця 4.3

Вплив нейтронного опромінення на механічні властивості  
перлітних сталей 20 і 15Х2НМФА при 80 °С

Перлітна сталь	Сталь 20					15Х2НМФА	
Флюенс нейтронів, $10^{19} \text{ см}^{-2}$	0,01	0,14	3	5	31	0,01	16
Границя міцності при розтягуванні $\sigma_B$ , МПа	750	810	1060	1160	1130	740	790
Границя текучості $\sigma_T$ , МПа	460	700	1010	1130	1110	580	640
Відносне подовження при розриві $\delta$ , %	22	15	8	4,5	4,0	16	6,0

Зміцнення перлітних низьколегованих сталей під дією нейтронного опромінення супроводжується процесом окрихчування, який характеризується підвищенням температури переходу матеріалу з пластичного стану в крихкий стан і зменшенням ударної в'язкості.

Помітна зміна критичної температури крихкості у більшості перлітних маловуглецевих і низьколегованих сталей з дрібнозернистою структурою починається при їх опромінюванні флюенсом величиною близько  $10^{18} \text{ см}^{-2}$ . При значеннях флюенсу більше  $10^{18} \text{ см}^{-2}$  підвищення критичної температури крихкості цих сталей тим значніше, чим більша величина флюенсу. На рис. 4.2 наведено залежності зміни величини ударної в'язкості перлітної маловуглецевої сталі, яка містить 0,2 % вуглецю, в результаті різного нейтронного опромінення, від температури випробувань на ударну в'язкість. В середньому, після нейтронного опромінювання флюенсом величиною

близько  $10^{20} \text{ см}^{-2}$  критична температура крихкості перлітних сталей зростає на  $120 \div 130^\circ \text{C}$ , а ударна в'язкість при температурі, вищій від критичної, знижується на  $30 \div 50\%$ .

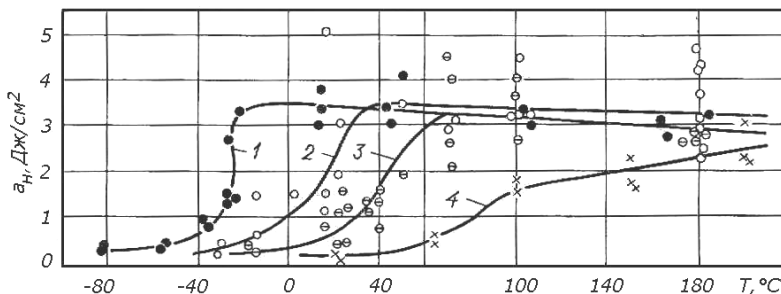


Рисунок 4.2 – Залежність ударної в'язкості  $a_H$  перлітної маловуглецевої сталі (0,2 % C) до і після нейтронного опромінення від температури випробувань:

- 1 – без опромінення;
- 2 – опромінювання флюенсом величиною  $2,7 \cdot 10^{16} \text{ см}^{-2}$ ;
- 3 – опромінювання флюенсом величиною  $1,0 \cdot 10^{19} \text{ см}^{-2}$ ;
- 4 – опромінювання флюенсом величиною  $1,0 \cdot 10^{20} \text{ см}^{-2}$

У деяких чутливіших до опромінення перлітних сталей і їх зварних з'єднань збільшення критичної температури крихкості в результаті опромінювання флюенсом величиною  $3 \cdot 10^{20} \text{ см}^{-2}$  досягає  $220 \div 250^\circ \text{C}$ . Зв'язок між збільшенням критичної температури крихкості перлітних маловуглецевих і низьколегованих сталей  $\Delta T_{\text{кр}}$  і величиною флюенсу теплових нейтронів виражається такою залежністю:

$$\Delta T_{\text{кр}} = 17,5 \Phi^{1/3}. \quad (4.2)$$

Механічні властивості опромінених перлітних сталей залежать від температури, при якій вони опромінюються. Після опромінювання флюенсом нейтронів величиною  $2 \cdot 10^{19} \text{ см}^{-2}$  при температурі  $293^\circ \text{C}$  значення границі міцності сталі 20 дорівнює 720 МПа, а границі текучості – 535 МПа. Після опромінення з таким же значенням флюенсу при температурі  $405^\circ \text{C}$  границя міцності цієї сталі дорівнює 590 МПа, а границя текучості – 390 МПа.



Опромінювання нейтронами при температурі 130÷140 °С приводить до сильнішого окрихчування, ніж опромінювання при температурі 50÷60 °С.

Радіаційна стійкість перлітних сталей залежить від їх структури. Сталі з дрібнозернистою структурою менш чутливі, ніж середньо- і грубозернисті. При однаковому розмірі зерна зміна властивостей перлітних сталей при нейтронному опроміненні залежить від форми фази карбіду і мікроструктури до опромінення. У разі приблизно однакової кількості фази карбіду найменша зміна властивостей спостерігається у сталей із зернистим цементитом, отриманим при високотемпературному відпуску загартованих сталей. На властивості опромінених перлітних сталей впливають також форма і розподіл ділянок перлітної фази. При однаковому розмірі зерен фериту сталі з рівномірно розподіленими ділянками перліту менш чутливі до нейтронного опромінення, ніж сталі з нерівномірно розподіленими крупними ділянками перліту. За однакових умов нейтронного опромінення зміни критичної температури крихкості значно відрізняються навіть у різних плавках однієї марки перлітної сталі.

При вирішенні питання про можливість застосування перлітних низьколегованих сталей як конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок з водними теплоносіями, особливо в реакторах киплячого типу, насамперед, необхідно брати до уваги їх корозійну стійкість. Як вже наголошувалося, нижча в порівнянні з нержавіючими сталями корозійна стійкість перлітних сталей може привести до забруднення теплоносія продуктами корозії, а також до руйнування устаткування реакторної установки внаслідок місцевої корозії або окрихчування перлітних сталей в результаті їх насичення воднем.

Нормальний потенціал реакції іонізації заліза



дорівнює –0,44 В і не залежить від рН середовища. З урахуванням реальної концентрації двовалентного іона заліза в середовищі, обмеженому добутком розчинності гідрату окису двовалентного заліза, потенціал цієї реакції в нейтральному середовищі дорівнює –0,52 В. В нейтральних середовищах при корозії заліза перлітних сталей можливий перебіг процесів іонізації кисню і розряду іона водню. Нормальні потенціали цих катодних реакцій дорівнюють відповідно +0,8 і –0,42 В. У деаерованих середовищах корозія перлітних

сталей йде з водневою деполяризацією. У середовищах, що містять кисень, наприклад у воді, насичений повітрям, корозія заліза протікає і з кисневою, і з водневою деполяризацією. Стаціонарний потенціал заліза в такому середовищі близький до рівноважного потенціалу переходу заліза в середовище з утворенням двовалентних іонів. Отже, і катодні реакції перебігають при цьому потенціалі. Швидкість катодного процесу тим вища, чим більша величина негативного потенціалу, при якому він перебігає, в порівнянні з рівноважним потенціалом.

Розглянемо процеси корозії сталей перлітного класу, застосовуваних в різних ділянках контурів АЕС з киплячими каналними реакторами (типу РБМК). У конденсатно-живильному тракті цих АЕС хімічно знесолена вода з електропровідністю 0,1–1,0 мкСм/см містить кисень в кількості 0,02 мг/кг. Сталь 20, що застосовується як матеріал для устаткування цього тракту, у всьому можливому діапазоні температур (20÷150 °С) знаходиться в умовах стаціонарного потенціалу у псевдопасивному стані і швидкість її загальної корозії мала. Присутність в середовищі кисню збільшує стаціонарний потенціал і відповідно енергію поверхневих атомів, що, зрештою, інтенсифікує поверхневу дифузію, а отже, і швидкість відновлення захисної окисної плівки. Крім того, у присутності кисню  $\text{Fe}^{2+}$  окислюється до  $\text{Fe}^{3+}$ . Розчинність  $\text{Fe}(\text{OH})_3$  істотно нижча, ніж у  $\text{Fe}(\text{OH})_2$ . Тому у присутності кисню значніша частина продуктів корозії відкладається в застійних зонах. Збільшення вмісту кисню з 0,02 мг/кг до 0,3 мг/кг приводить до зростання швидкості корозії сталі 20 (табл. 4.4).

Таблиця 4.4

Вплив вмісту кисню  $\text{C}_{\text{O}_2}$  в конденсатно-живильному тракті АЕС з РБМК на швидкість корозії  $K$  сталі 20 при різних температурах

$\text{C}_{\text{O}_2}$ , мг/кг	$K$ , г/(м <sup>2</sup> ·доб) при 20 °С	$K$ , г/(м <sup>2</sup> ·доб) при 80 °С	$K$ , г/(м <sup>2</sup> ·доб) при 150 °С
0,02	0,02	0,05	0,3
0,2	0,03	0,06	0,5
0,3	0,07	0,26	0,6

У контурі багаторазової примусової циркуляції каналних реакторів киплячого типу одноконтурних АЕС унаслідок радіолізу концентрації кисню

близькі до  $0,01 \div 0,05$  мг/кг. При робочій температурі в реакторі  $277^\circ\text{C}$  захисна окисна плівка з магнетиту на поверхні сталі формується за короткий час. При стаціонарному потенціалі перлітна сталь в цих умовах знаходиться в пасивному стані. Швидкість корозії  $K$  унаслідок утворення захисної окисної плівки зменшується в часі  $\tau$  за такою залежністю:

$$\lg K = 1,2 - 0,6 \cdot \lg \tau. \quad (4.4)$$

Швидкість переходу продуктів корозії в теплоносій  $K_{\Pi}$  також зменшується в часі:

$$\lg K_{\Pi} = 0,6 - 0,3 \cdot \lg \tau. \quad (4.5)$$

Процеси корозії сталей перлітного класу в контурах АЕС з ВВЕР мають свої особливості.

У першому контурі АЕС з ВВЕР процес радіолізу пригнічується за рахунок накопичення водню ( $\text{H}_2$ ). При цьому концентрація кисню  $\text{C}_{\text{O}_2}$  складає менше  $0,05$  мг/кг. «Підкислювання» водного теплоносія першого контура борною кислотою, що вводиться в контур для зменшення жорсткості води, приводить до інтенсифікації процесів корозії сталей перлітного класу. У окисних плівках на поверхнях сталей завжди є пори. Стаціонарний потенціал металу на дні пор в деаерованому середовищі теплоносія, при його робочій температурі в контурі  $270 \div 300^\circ\text{C}$ , при водневому показнику  $\text{pH} < 10$  відповідає області активного розчинення, а при  $\text{pH} = 10 \div 11,7$  – області пасивного стану. Тому для зменшення корозійних втрат у воду першого контура додаються хімічні речовини – аміак ( $\text{NH}_3$ ) і луг ( $\text{KOH}$ ).

У деаерованому середовищі першого контура АЕС з ВВЕР корозія йде з водневою деполяризацією. Частина водню, що виділяється, розчиняється в сталях. При температурах  $270 \div 300^\circ\text{C}$  швидкість дифузії водню достатньо велика і тому відсутня небезпека виникнення водневої крихкості перлітних сталей, що стикаються з водним теплоносієм. Нейтронне опромінення істотно не впливає на швидкість корозії сталей перлітного класу, а отже, і на надходження водню в метал, і на розвиток необоротної водневої крихкості сталей, що застосовуються в першому контурі АЕС з ВВЕР.

У другому контурі АЕС з ВВЕР умови, при яких експлуатується устаткування, виготовлене з перлітних сталей, в основному, близькі до умов,

розглянутих для конденсатно-живильного тракту одноконтурних АЕС з киплячими каналними реакторами. Проте при цьому необхідно відзначити, що в нижній частині парогенераторів АЕС з ВВЕР можуть скупчуватися продукти корозії. Це приводить до утворення на теплообмінних поверхнях парогенераторів, особливо у разі застосування вертикальних парогенераторів, шару залізоокисних відкладень, в порах якого можлива концентрація лужного середовища з водневим показником  $\text{pH} = 11\div 12$ . Тому з метою створення захисних плівок на поверхнях сталей, що стикаються з живильною водою, застосовується обробка живильної води комплексонами – речовинами, здатними давати комплексні розчинні сполуки із залізом. За наявності в живильній воді комплексу, наприклад трилону, при температурі  $90\div 120\text{ }^{\circ}\text{C}$  відбувається його хімічна взаємодія з продуктами корозії заліза з утворенням розчинних сполук. Поверхні перлітних сталей при цьому очищаються від продуктів корозії і умови для подальшого утворення на них захисних плівок поліпшуються. При температурах більше  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  комплексні сполуки заліза розкладаються з утворенням на поверхнях сталей шару магнетиту. Оскільки зерна магнетиту утворюються із сполук заліза, що знаходяться в живильній воді, в захисних плівках на поверхнях сталей не виникає механічної напруги, що порушує їх суцільність.

Корозійні процеси в сталях перлітного класу відбиваються на ефективності, надійності і безпеці роботи устаткування реакторних і парогенераторних установок АЕС. Унаслідок загальної і місцевої корозії відбувається зменшення товщини виробів з перлітних сталей. Крім того, частина продуктів корозії переходить в теплоносії або в робочу речовину. Відкладення продуктів корозії на теплообмінних поверхнях реакторних і парогенераторних установок знижує їх потужність і погіршує радіаційну обстановку на АЕС. Найбільш радіоактивними є продукти корозії, що утворилися з металів, які піддалися нейтронному опроміненню. Менший внесок до радіоактивності вносять продукти корозії, що утворилися поза активною зоною і що радіоактивуються під час проходження теплоносія через поле нейтронного опромінення. Вважається, що у разі тривалої експлуатації устаткування реакторних і парогенераторних установок, виготовлених з перлітних сталей, близько 50 % всього металу, що зазнав корозії, переходить в теплоносії або в робочу речовину, а близько 50 % залишається на поверхнях сталей у вигляді окисних захисних плівок. Із

збільшенням швидкості руху середовища і концентрації кисню, а також при зниженні рН, частка продуктів корозії, що переходять в теплоносії або в робочу речовину, зростає. Відповідно деаерація і збільшення рН знижують цю частку продуктів корозії. Тому при застосуванні в реакторних і парогенераторних установках як матеріалів устаткування сталей перлітного класу необхідно ставити підвищені вимоги до якості і хімічного складу теплоносіїв і робочих речовин.

#### 4.4. Характеристики і властивості нержавіючих сталей як конструкційних матеріалів реакторних і парогенераторних установок АЕС

Матеріали деяких вузлів реакторних і парогенераторних установок АЕС повинні мати високу корозійну стійкість і підвищені міцнісні характеристики. У цих випадках застосовуються нержавіючі сталі.

Висока корозійна стійкість нержавіючих сталей досягається легуванням цих сталей хромом (Cr). Діаграму стану залізо-хром наведено на рис. 4.3.

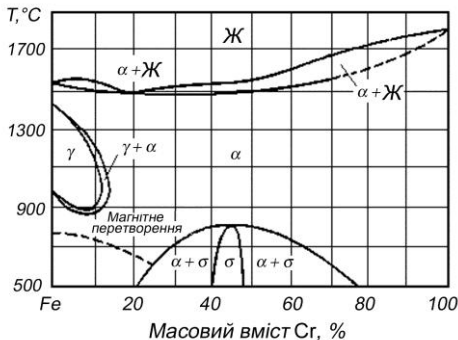


Рисунок 4.3 – Діаграма стану залізо-хром

Залізо з хромом утворює ряд безперервних твердих розчинів. В області замкнутої  $\gamma$ -петлі (рис. 4.3) стійкий тільки аустеніт ( $\gamma$ ), у проміжній області співіснують аустеніт і ферит ( $\gamma + \alpha$ ). За межами петлі стійкий тільки ферит

( $\alpha$ ). Вуглець є аустенітоутворюючим елементом, що розширює  $\gamma$ -область, а хром – феритоутворюючим, що зменшує  $\gamma$ -область. Якщо вміст хрому не перевищує значень, що відповідають межі аустенітної петлі, то сталь належить до мартенситного класу і може бути загартована. Якщо вміст хрому вищий за значення межі петлі аустеніту, то сталь не зазнає  $\gamma$ - $\alpha$ -перетворення і належить до феритного класу. При вмісті хрому, що відповідає проміжній області (аустеніт + ферит), сталь належить до феритно-мартенситного класу.

У реакторо- і парогенераторобудуванні часто застосовують хромові нержавіючі сталі, хімічний склад і маркування яких наведено в табл. 4.5. Сталі із вмістом 11÷14 % хрому, залежно від необхідних механічних властивостей, містять від 0,08 до 0,24 % вуглецю. Сталі із вмістом 16÷19 % хрому містять невеликі домішки титану (Ti) і нікелю (Ni), необхідні для поліпшення механічних властивостей сталей. Після гарту від температури 900÷1100 °C різні марки нержавіючих сталей мають різну структуру: марки 08X13 і 12X13 – ферит і мартенсит в різних співвідношеннях; марка 20X13 – мартенсит; марка 15X28 – ферит.

Таблиця 4.5

#### Хімічний склад деяких нержавіючих сталей

Марка сталі	Масовий вміст, %					
	C	Si	Mg	Cr	Ni	Ti
08X13	0,08	0,6	–	11÷13	–	–
12X13	0,09÷0,15	0,6	–	12÷14	–	–
20X13	0,16÷0,24	0,6	–	12÷14	–	–
08X17T	0,08	0,8	–	16÷18	–	5% C
14X17H2	0,11÷0,17	0,8	–	16÷18	1,5÷2,5	–
X18H10T	0,08	0,8	1÷2	17÷19	9÷11	5% C
304 (США)	0,8	1,0	2	18÷20	8÷10	–
347 (США)	0,8	1,0	2	17÷19	9÷13	–
15X28	0,15	1,0	–	27÷30	–	–

Особливо широко в реакторо- і парогенераторобудуванні застосовують аустенітні хромонікелеві нержавіючі сталі типу марки X18H10T (у класифікації США – марки 304 і 347). Сталі цього класу корозійностійкі по відношенню до води (до температури 360 °C), до газових теплоносіїв (до

температури 600 °С) і до водяної перегрітої пари (до температури 650 °С), вони також мають достатньо високі механічні характеристики до температури 600÷650 °С. У табл. 4.6 наведено механічні властивості сталі X18H10T при різних температурах.

Таблиця 4.6

**Механічні властивості сталі X18H10T**

Температура, °С	Границя текучості $\sigma_T$ , МПа	Границя міцності (тимчасовий опір) $\sigma_B$ , МПа	Відносне подовження при розриві $\delta$ , %	Відносне звуження перерізу $\psi$ , %	Ударна в'язкість $a_n$ , Дж/см <sup>2</sup>
20	270	655	55,0	75,5	2,50
200	205	465	38,0	70,5	3,70
400	180	445	26,5	64,0	3,17
600	160	360	28,5	64,5	3,60
700	180	275	29,5	57,5	3,40

Залежно від складу сталей і їх структури, а також від значення рН і наявності домішок в середовищі застосування аустенітні нержавіючі сталі можуть зазнавати декількох видів корозії: загальної, місцевої, міжкристалічної і корозії під напругою.

Швидкість загальної корозії у воді в статичних умовах при температурі 280÷350 °С складає 0,8÷4,0 мкм/рік, а в пароводяній суміші у присутності кисню при температурі 600 °С і тиску до 3,5 МПа – 5÷10 мкм/рік. Іншими словами, до температури 600 °С аустенітні нержавіючі сталі достатньо корозійностійкі по відношенню до загальної корозії.

Наявність в аустенітній нержавіючій сталі шлакових включень, тріщин, раковин, різних забруднень і інших неоднорідностей може привести до розвитку місцевої корозії (виразкової, точкової або окремими плямами). Цей вид корозії особливо небезпечний для тонкостінних труб.

Суть міжкристалічної корозії полягає в тому, що термічна процедура витримки аустенітних нержавіючих сталей при температурі 550÷650 °С під час їх виробництва приводить до випадіння карбідів хрому по межах зерен. В

результаті граничні області зерен збіднюються хромом, що зменшує їх електрохімічну стійкість і сприяє виникненню місцевої міжкристалічної корозії.

При сумісній дії на аустенітні нержавіючі сталі напруги і корозійно-агресивного середовища, в якому функціонує виготовлене з них устаткування, ці сталі зазнають особливого виду руйнування – корозії під напругою або, інакше, корозійного розтріскування. Швидкість розповсюдження тріщин залежить від складу і параметрів середовища. Тріщини можуть розвиватися від поверхні вглиб металу, проходячи по тілу зерен (транскристалічне руйнування) і по межах зерен (міжкристалічне руйнування). Цей вид корозії може призвести до виходу з ладу устаткування реакторних і парогенераторних установок. Корозійне розтріскування залежить від багатьох чинників – величини напруги, температури і складу середовища, тривалості дії середовища, структури і складу металу, ступеня пластичної деформації (наклепу), характеру захисних плівок на металі і інших.

Нейтронне опромінення аустенітних нержавіючих сталей приводить до зміни їх механічних властивостей: зростають межа текучості і межа міцності, а відносно подовження і відносно звуження зменшуються, тобто опромінення викликає радіаційне окрихчування. Наприклад, низькотемпературне опромінення (при температурах менше 500 °С) сталі X18H10T при значеннях флюенсу нейтронів до  $4 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-2}$  викликає підвищення межі міцності до 2,0 ГПа і зниження відносного подовження (пластичності) до 3 %. Із збільшенням температури опромінення вище 500 °С механічні властивості сталі ще більш погіршуються. Таке окрихчування у поєднанні з термічними і іншими напругами, вібрацією і корозійною дією теплоносія може привести до руйнування оболонок твेलів і інших елементів конструкцій реакторних і парогенераторних установок. Цю обставину необхідно враховувати при ухваленні рішення про застосування аустенітних нержавіючих сталей для виготовлення устаткування реакторних і парогенераторних установок АЕС.

## **Р о з д і л 5**

### **ПЕРСПЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ЯДЕРНИХ РЕАКТОРІВ АЕС**



## **5.1. Застосування гафнію як нейтронопоглинаючого і конструкційного матеріалу в реакторах АЕС**

Одним з найбільш перспективних нейтронопоглинаючих і конструкційних матеріалів в сучасному ядерному реакторобудуванні є гафній (Hf). Інтерес до гафнію як до матеріалу, що поглинає нейтрони, виник ще в період будівництва перших атомних енергоблоків, оскільки науковими дослідженнями було встановлено, що він, разом з високою нейтронопоглинаючою здатністю (105 барн), відрізняється і хорошими механічними властивостями, а також радіаційною і корозійною стійкістю по відношенню до води при високому тиску і температурах. Але, не дивлячись на це, в період масового введення в експлуатацію атомних енергоблоків гафній не знайшов широкого застосування через високу вартість і малі обсяги виробництва.

У водо-водяних енергетичних реакторах ВВЕР, що застосовуються на українських АЕС, як і в аналогічних зарубіжних реакторах PWR, органами регулювання служать кластерні збірки поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів, виготовлених у вигляді стрижнів (рис. 5.1, 5.2). Кластерні збірки можуть експлуатуватися як в режимі автоматичного регулювання потужності реакторів, так і в режимі їх аварійного захисту.

В конструкцію реактора ВВЕР-1000 енергоблоків АЕС потужністю 1000 МВт входить 61 кластерна збірка системи управління захистом реактора, з яких 6 збірок працюють в режимі автоматичного регулювання потужності реактора, а останні 55 збірок – в режимі аварійного захисту реактора. Кожна кластерна збірка складається з 18 поглинаючих елементів, підвішених до траверсі, яка має форму, показану на рис. 5.2. У цих поглинаючих елементах як поглинаючий матеріал використовується віброущільнений порошок карбіду бору ( $B_4C$ ) щільністю близько  $1,75 \text{ г/см}^3$ , який містить ізотоп бору  $^{10}B$  природної концентрації. Оболонки поглинаючих елементів (стрижнів), які мають діаметр 8,2 мм і товщину стінки 0,6 мм, виготовлені з нержавіючої сталі марки 06X18H10T.

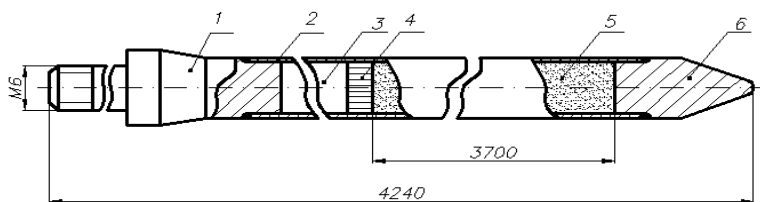


Рисунок 5.1 – Конструкція штатного поглинаючого елемента систем управління захистом реакторів ВВЕР-1000:

1 – наконечник; 2 – сталева оболонка; 3 – газозбірник гелію; 4 – нікелева сітка; 5 – порошок карбіду бору; 6 – нижня кінцева деталь (конус)

У поглинаючих елементах кластерних збірок реакторів PWR як нейтронний поглинач використовується комбінований матеріал, який складається з  $B_4C$  у верхній частині



Рисунок 5.2 – Кластерна збірка поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів ВВЕР-1000

стрижнів і сплаву, що включає срібло, індій і кадмій в пропорціях 80 % Ag, 15 % In, 5 % Cd і має температуру плавлення  $800^\circ C$  у їх нижній частині. Оболонки поглинаючих елементів реакторів PWR виготовляються з нержавіючої сталі марки 304L.

Нейтронопоглинаючі матеріали і конструкційні матеріали оболонок, вживані в даний час в стрижнях кластерних збірок систем управління захистом серійних реакторів ВВЕР і PWR, мають ряд недоліків з погляду тривалої фізичної ефективності і надійності.

Вони обумовлені певними причинами і чинниками.

Глибина занурення в активну зону стрижнів автоматичного регулювання потужності реакторів змінюється в процесі експлуатації (для реакторів ВВЕР-1000 вона міняється від 1500 мм на початку кампанії реакторів до 300 мм в

кінці кампанії), а стрижні аварійного захисту реакторів при їх нормальній експлуатації знаходяться в піднятому стані над верхнім краєм активної зони реакторів (для реакторів ВВЕР-1000 на відстані 100 мм). Таким чином, при експлуатації реакторів ВВЕР і PWR стрижні систем управління захистом реакторів знаходяться в нерівномірному нейтронному полі. Це приводить до нерівномірного вигорання ізотопу бору  $^{10}\text{B}$  в карбіді бору по висоті поглинаючих елементів – до найбільшого вигорання (радіаційного пошкодження в потоці нейтронів) схильні нижні частини поглинаючих елементів. При вигоранні ізотопу бору  $^{10}\text{B}$  більш ніж на 40 % відбувається різке розпухання нейтронопоглинаючого матеріалу в поглинаючих елементах (особливо в їх нижній частині) в результаті накопичення вільного гелію ( $\text{He}$ ) за рахунок реакції  $^{10}\text{B} + ^1_0\text{n} = ^7_3\text{Li} + ^4_2\text{He}$  і, як наслідок, сильне збільшення внутрішнього тиску на оболонки елементів і зниження їх надійності. Ізотоп літію  $^7\text{Li}$ , який виділяється в результаті реакції, не є поглинаючим нейтрони матеріалом, що знижує фізичну ефективність поглинаючих елементів в процесі експлуатації реакторів.

До недоліків сталевих оболонок поглинаючих елементів належить їх окрихчування в результаті нейтронного опромінення, а також їх погана хімічна сумісність з карбідом бору при високих температурах, які можуть виникати в активній зоні реакторів в аварійних ситуаціях (1200 °C і більш).

Так, наприклад, хімічна взаємодія між карбідом бору і нержавіючою сталлю починається вже при температурі 600 °C, а при температурі 1200 °C виникає евтектична взаємодія цих матеріалів, що приводить до розплавлення і розгерметизації оболонок поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів ВВЕР і PWR. Необхідно відзначити, що постійне нейтронне опромінювання в процесі експлуатації реакторів істотно погіршує ситуацію: при вигоранні ізотопу бору  $^{10}\text{B}$  у  $\text{B}_4\text{C}$  більш ніж на 8 % розгерметизація поглинаючих елементів може виникати вже при температурах 500÷600 °C. Цю проблему намагаються вирішити або шляхом нанесення захисних покриттів на внутрішню поверхню оболонок, або за допомогою застосування як оболонок конструкційних матеріалів, що добре суміщаються з карбідом бору при високих температурах і мають високу радіаційну стійкість, наприклад, за допомогою хромонікелевих сплавів.

Описані вище причини і чинники призводять до зниження фізичної ефективності і надійності поглинаючих елементів активних зон реакторів

ВВЕР і PWR під час їх експлуатації. Ними ж, в основному, обумовлений порівняно недовгий термін служби на АЕС з ВВЕР і PWR штатних поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів (для реакторів ВВЕР-1000 він складає 2 роки в режимі автоматичного регулювання потужності і 5 років в режимі автоматичного захисту).

У результаті численних наукових досліджень, направлених на пошук способів збільшення терміну служби кластерних збірок систем управління захистом реакторів ВВЕР і PWR, було встановлено, що помітний прогрес в цьому напрямі з погляду фізичної ефективності і техніко-економічної доцільності може бути досягнутий у разі використання в них комбінованого  $(n, \alpha)$ - $(n, \gamma)$ -поглинаючого матеріалу. Тому знов з'явився інтерес до гафнію, що належить до  $(n, \gamma)$ -поглиначів, масштаби виробництва якого зараз вже задовольняють потреби атомної енергетики. Необхідно відзначити, що задовільна робота регулюючих органів з гафнію в активних зонах атомних реакторів підводних човнів також показала можливість ефективного застосування гафнію як поглинаючого матеріалу в поглинаючих елементах систем управління захистом енергетичних реакторів АЕС. Тому в Україні було розроблено цілий ряд нових конструкцій поглинаючих елементів для реакторів ВВЕР з використанням в них комбінованого поглинача у вигляді карбіду бору у верхній частині стрижнів і гафнію в їх нижній частині. На рис. 5.3 показано конструкцію поглинаючого елемента з гафнієм як поглинаючим і одночасно конструкційним матеріалом в нижній частині оболонки поглинаючого елемента. Така конструкція має покращені фізико-технічні властивості і збільшений (за попередніми розрахунками) термін служби – до 30 років.

Фізична ефективність гафнію при його застосуванні як матеріалу, що поглинає нейтрони в нижній частині стрижнів систем управління захистом реакторів, складає близько 80 % від фізичної ефективності карбіду бору, що застосовується у верхній частині стрижнів, але перевищує фізичну ефективність потрібного сплаву, що має у своєму складі 80 % Ag, 15 % In, 5 % Cd, який застосовується в нижній частині поглинаючих стрижнів в реакторах PWR. Проте на відміну від карбіду бору і інших матеріалів, що поглинають нейтрони, поперечний переріз поглинання гафнію знижується дуже поволі в умовах радіаційного опромінення. Це обумовлено ізотопним складом гафнію (табл. 5.1) і особливостями трансмутації ізотопів гафнію в потоці нейтронів

(рис. 5.4). Продукти розпаду ізоотопів гафнію – стабільний лютетій (Lu) і нестабільний тантал (Ta), що перетворюється зрештою на осмій (Os), – мають достатньо високі перерізи поглинання нейтронів, а це сприяє малому зниженню фізичної ефективності гафнію при його застосуванні як поглинаючого матеріалу в активній зоні реакторів. Необхідно відзначити, що фізична ефективність гафнію характеризується не тільки високим перерізом поглинання теплових нейтронів, але і здатністю поглинати нейтрони високих енергій, оскільки гафній має сім сильних резонансів, що лежать в енергетичному інтервалі  $1 \div 10$  еВ.

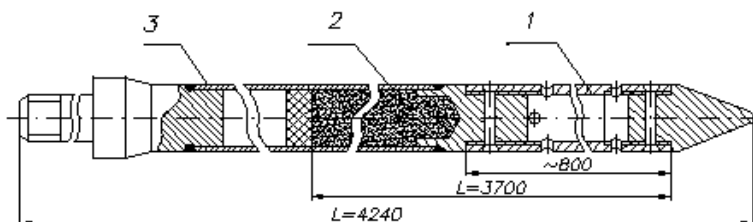


Рисунок 5.3 – Нова конструкція поглинаючого елемента систем управління захистом реакторів ВВЕР-1000:

1 – оболонка з гафнію; 2 – порошок карбіду бору;  
3 – оболонка з хромонікелевого сплаву ЕП-630У

Таблиця 5.1

**Поперечні перерізи поглинання для ізоотопів гафнію**

Изоотоп гафнію	Поширеність в гафнії, %	Поперечний переріз абсорбції (барн)	Внесок в повний поперечний переріз поглинання гафнію, %
<sup>174</sup> Hf	0,18	500	0,8
<sup>176</sup> Hf	5,15	26	1,4
<sup>177</sup> Hf	18,38	371	64,8
<sup>178</sup> Hf	27,08	80	21,7
<sup>179</sup> Hf	13,77	49	6,7
<sup>180</sup> Hf	35,44	13	4,6



## 5.2. Кальцієстермічна технологія отримання гафнію і його фізико-механічні властивості

В Україні підвищений інтерес до гафнію як до поглинаючого матеріалу для енергетичних реакторів АЕС обумовлений цілим рядом чинників. По-перше, можливістю кардинального збільшення терміну служби (з 2÷5 років до 30 років) і надійності кластерних збірок поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів ВВЕР-1000, які складають основу української атомної енергетики (13 енергоблоків із загальною встановленою електричною потужністю 13000 МВт). По-друге, Україна володіє великими запасами цирконієвої руди, а виробництво гафнію тісно пов'язане з виробництвом цирконію. По-третє, в Україні є промислова база з виробництва гафнію і виробів з нього (листів, прутків, труб і інших).

У цей час в Україні на Державному науково-виробничому підприємстві «Цирконій» (м. Дніпродзержинськ) розроблено і освоєно принципово нову фторидну кальцієстермічну технологію отримання чистого гафнію. Особливість її полягає в тому, що гідрометалургійний переділ в технології отримання чистого гафнію є частиною технології очищення цирконію. Він характеризується ідентичністю операцій і відрізняється тільки збільшенням числа ступенів розділення екстракції. Процес гідрометалургійного переділу завершується отриманням фтористої сполуки гафнію – тетрафториду гафнію ( $\text{HfF}_4$ ). В основі металургійного переділу лежить процес кальцієстермічного відновлення тетрафториду гафнію з подальшою подвійною електронно-променевою переплавою чорнових зливків. Вибір тетрафториду гафнію як солі для кальцієстермічного відновлення обумовлений його фізичними і хімічними властивостями, а також можливістю його глибокого сублімаційного очищення від кисню ( $\text{O}_2$ ) і азоту ( $\text{N}$ ). Відновлення  $\text{HfF}_4$  кальцієм ( $\text{Ca}$ ) з додаванням мас. 5 % заліза ( $\text{Fe}$ ) або алюмінію ( $\text{Al}$ ) для активізації хімічної реакції відновлення дозволяє отримувати компактні зливки гафнію, а електронно-променеві переплавки дають можливість достатньо повно очищати його від багатьох домішок. Така схема дозволяє отримувати гафній з сумарним вмістом гафнію і цирконію не менше 99,92 %, який відрізняється високою поглинаючою здатністю і придатний для ефективного використання в ядерній енергетиці.

У табл. 5.2 наведено дані порівняльного аналізу хімічного складу гафнію, що отримується за різними технологіями в Україні і за кордоном. У результаті порівняння можна зробити висновок, що українська кальцієрмічна технологія дозволяє істотно знизити вміст ряду небажаних домішок в гафнії, які впливають на пластичність металу і на його корозійні властивості.

Останніми роками в Україні був проведений великий обсяг науково-дослідних робіт по вивченню фізико-механічних властивостей кальцієрмічного гафнію. На зразках литого і деформованого кальцієрмічного гафнію було вивчено твердість за Брінеллем, мікротвердість, ударну в'язкість, мікро- і макроструктуру, проведено статичні випробування на розтягування, вплив ступеня деформації на фізичні властивості та інші.

Проведені дослідження показали, що на погіршення механічних властивостей гафнію істотно впливають газові домішки в ньому, а особливо кисень. Проте у зв'язку з тим, що гафній утворює з киснем міцні сполуки, зниження його концентрації в гафнії за допомогою відомих методів видалення двоатомних газів під час електронно-променевої плавки у вакуумі практично неможливе. Тому для видалення кисню з гафнію з метою удосконалення добре освоєної кальцієрмічної технології його виробництва, що передбачає додавання мас. 5 % заліза, було запропоновано вводити в розплав металів в невеликій кількості третій компонент, який утворює леткий оксид з киснем, – розкислювач. Як розкислювач гафнію був вибраний алюміній. Проведені експериментальні дослідження показали, що добавка алюмінію в кальцієрмічний гафній на стадії відновлення тетрафториду гафнію кальцієм з додаванням мас. 5 % заліза і подальшою електронно-променевою плавкою знижує концентрацію кисню в гафнії до  $0,03 \div 0,04$  мас. %.

Для оптимізації технологічних процесів отримання виробів з кальцієрмічного гафнію (у вигляді прутків, труб, листів, стрічок і інших) були також проведені дослідження зміни концентрації металевих домішок (заліза, алюмінію, міді, нікелю, титану, кремнію і хрому) в гафнії при електронно-променевої плавці у вакуумі для різних температур розплаву. В результаті були отримані дані, що характеризують період часу, протягом якого концентрації домішок в гафнії зменшуються до величин, наведених в табл. 5.2.



Таблиця 5.2

## Хімічний склад українського і зарубіжного гафнію, мас. %

Елемент	Магнієтермічний гафній ASTM B 7378-84 (США, Західна Європа)		Йодидний гафній марки ГФИ-1 ГОСТ 22517-77 (Росія)		Кальцієтермічний гафній марки КТГ ТУ 95.2195-90 (Україна)		
	Марка R-1	Марка R-2	Необхідна концентрація	Фактична концентрація	Необхідна концентрація	Фактична концентрація при виробництві з Hf-Fe	Фактична концентрація при виробництві з Hf-Al
Гафній + цирконій	не менше 99,8	не менше 99,6	не менше 99,8	не менше 99,9	не менше 99,8	не менше 99,92	не менше 99,94
Цирконій	2÷4	2÷4	1,0	0,8	1,0	0,7	0,7
Азот	0,010	0,010	0,005	0,003	0,005	0,003	0,003
Алюміній	0,010	0,020	0,005	0,003	0,005	0,003	0,003
Ванадій	0,0050	0,010	–	–	–	–	–
Водень	0,0025	0,0035	–	–	–	–	–
Вольфрам	0,0150	0,0150	–	–	0,01	0,001	0,001
Залізо	0,0250	0,050	0,04	0,007	0,04	0,02	0,003
Кальцій	–	–	0,01	0,01	0,01	0,001	0,001
Кисень	0,40	0,080	–	0,02	0,05	0,05	0,04
Кремній	0,010	0,020	0,005	0,004	0,005	0,005	0,003
Магній	–	–	0,004	0,003	0,004	0,003	0,003
Марганець	–	–	0,0005	0,0003	0,0005	0,0003	0,0003
Мідь	0,010	0,015	–	–	0,005	0,002	0,002
Молібден	0,0020	0,0050	0,1	0,07	0,01	0,001	0,001
Нікель	0,0050	0,010	0,05	0,01	0,02	0,01	0,003
Ніобій	0,010	0,020	–	–	0,01	0,002	0,002
Олово	0,0050	0,010	–	–	–	–	–
Титан	0,010	0,020	0,005	0,003	0,005	0,001	0,001
Вуглець	0,015	0,015	0,01	0,01	0,01	0,003	0,003
Уран	0,0010	0,0010	–	–	–	–	–
Хром	0,010	0,020	0,003	0,003	0,003	0,001	0,001

Основні фізико-механічні властивості гафнію в литому і в деформованому стані наведено в табл. 5.3. Дослідження на радіаційну стійкість показали стійкість зразків гафнію аж до флюенсу нейтронів величиною  $2,4 \cdot 10^{22} \text{ см}^{-2}$ .

Освоєння в Україні в промисловому масштабі кальцієрмічної технології отримання гафнію високої чистоти разом з позитивним досвідом експлуатації поглинаючих елементів систем управління захистом реакторів, створених на основі комбінованого  $\text{В}_4\text{С}$ -Нf-поглинача, відкриває можливість широкого застосування гафнію в атомній енергетиці.

Таблиця 5.3

**Властивості кальцієрмічного гафнію в литому і деформованому стані**

Властивість	Температура випробувань, °С	Зливков	Труба після відпалу	
			потрібні значення	фактичні значення
Твердість, НВ	20	150÷220	—	—
Мікротвердість, МПа	20	2500÷3500	—	—
Ударна в'язкість, Дж/см <sup>2</sup>	20	13÷18	—	—
Умовна межа текучості $\sigma_T$ , МПа	20	190	не менше 250	335÷355
	380	—	не менше 200	380÷250
	900	26÷28	—	—
Межа міцності $\sigma_B$ , МПа	20	250÷450	не менше 400	510÷560
	380	—	не менше 300	380÷420
	900	48÷75	—	—
Відносне подовження $\delta$ , %	20	2÷5	не менше 18	22÷32
	380	—	не менше 20	22÷40
	900	22÷48	—	—
Корозія у воді, мм/рік	350	—	—	менше 0,005

## **Р о з д і л 6**

# **ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ І ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКІВ У РЕАКТОРАХ І ПАРОГЕНЕРАТОРАХ АЕС**

### **6.1. Загальний опис гідродинамічних характеристик потоків і особливостей процесів теплообміну у парогенераторах АЕС**

Ефективність, надійність і безпека роботи реакторних і парогенераторних установок АЕС багато в чому визначаються інтенсивністю і умовами перебігу в парогенераторах конвективних процесів теплообміну і гідродинамічними (газодинамічними) характеристиками потоків теплоносія і робочої речовини.

Відомо, що при обтіканні поверхонь теплообміну однофазними потоками (потоками речовини з постійним агрегатним станом середовища) залежно від їх гідродинамічних характеристик існують три можливих режими течії з різними закономірностями процесів конвективного теплообміну: режим ламінарної течії, перехідний режим і режим турбулентної течії. Ламінарна течія утворюється у разі переважання в рухомому однофазному потоці сил в'язкості. В цьому випадку траєкторії руху частинок в потоці майже паралельні одна одній. Якщо в рухомому однофазному потоці переважають інерційні сили, то виникає турбулентна течія, для якої характерне радіальне перемішування шарів або вихровий рух між сусідніми шарами. Співвідношення між силами в'язкості і інерційними силами в рухомому однофазному потоці характеризується такою гідродинамічною (газодинамічною) характеристикою, як число Рейнольдса ( $Re$ ).

При подовжньому обтіканні поверхонь теплообміну режим ламінарної течії існує при  $Re \leq 2300$ , перехідний режим виникає при  $2300 < Re \leq 10000$ , режим турбулентної течії – при  $Re > 10000$ .

При поперечному обтіканні поверхонь теплообміну режим ламінарної течії утворюється при  $Re \leq 1000$ , перехідний режим – при  $1000 < Re \leq 10000$ , режим турбулентної течії виникає при  $Re > 10000$ .

Інтенсивність конвективного теплообміну найбільш висока при режимі турбулентної течії потоків. Тому парогенератори АЕС проектується з урахуванням забезпечення в них, як правило, турбулентної течії однофазних потоків теплоносія і робочої речовини.

Необхідно відзначити, що для однофазних потоків в парогенераторах АЕС закономірності процесів теплообміну і їх гідродинамічні характеристики досить добре вивчені, чого не можна сказати про двофазні потоки (потоки речовини з різним агрегатним станом середовища) пароводяної суміші. Складність дослідження і вивчення процесів теплообміну і гідродинамічних (газодинамічних) характеристик двофазних потоків пароводяної суміші в сучасних конструкціях парогенераторів АЕС обумовлена рухом цих потоків по великій кількості паралельних каналів в парогенераторах з безперервною стохастичною зміною витрат, тиску, густини, температур і інших параметрів, а також безперервним перерозподілом фаз середовища по перерізу потоків. Крім того, під час роботи парогенераторів часто виникають нестационарні процеси в окремих трубах або каналах поверхонь теплообміну. Наприклад, в трубах поверхонь теплообміну економайзерних ділянок парогенераторів виникають пульсації температур стінок трубок, викликані пульсаціями витрати живильної води або її температури на вході в парогенератори. У трубах випарних ділянок парогенераторів пульсація витрат живильної води приводить до пульсації меж переходу середовища потоку пароводяної суміші з однієї фази в іншу. Вказані обставини утрудняють вивчення і розрахунок процесів теплообміну і гідродинамічних (газодинамічних) характеристик двофазних потоків пароводяної суміші в парогенераторах АЕС.

На процеси теплообміну і гідродинамічні (газодинамічні) характеристики потоків в парогенераторах АЕС з ВВЕР великий вплив роблять і інші фізико-хімічні процеси, що перебігають в парогенераторах. Це, перш за все, процеси корозії конструкційних матеріалів і переходу продуктів корозії в теплоносій і живильну воду, а також процеси утворення і відкладення на поверхнях теплообміну накипу і віднесення домішок живильної води разом з парою.

Процеси корозії конструкційних матеріалів і переходу продуктів корозії в теплоносії і живильну воду достатньо детально були викладені в четвертому розділі.

Процеси утворення і відкладення на поверхнях теплообміну накипу і віднесення домішок живильної води разом з парою обумовлені певними чинниками. Живильна вода на вході в економайзерні ділянки поверхонь теплообміну парогенераторів містить деяку кількість мінеральних і газоподібних сполук (домішок) у вигляді розчинів. Під час паротворення у випарних ділянках парогенераторів відбувається випаровування розчинів цих сполук і, при певних значеннях паровмісту і характеристиках пароводяної суміші, починається процес утворення і відкладення частини цих сполук у вигляді накипу на поверхнях теплообміну випарників. Частина домішок живильної води несеться разом з вологою насиченою парою в пароперегрівні ділянки поверхонь теплообміну парогенераторів, де також частково відкладається у вигляді накипу. Накип разом з парою також потрапляє і в проточні частини циліндрів турбіни, де відкладається на поверхнях напрямних і робочих лопаток, знижуючи тим самим коефіцієнт корисної дії ступенів турбіни. У парогенераторах АЕС з багаторазовою циркуляцією пароводяної суміші існують два різновиди віднесення домішок живильної води разом з вологою парою: перша є віднесенням домішок разом з частинками вологи, а друга – віднесенням домішок, розчинених у парі.

Відкладення продуктів корозії конструкційних матеріалів і накипів домішок живильної води на поверхнях теплообміну парогенераторів АЕС знижують ефективність процесів теплообміну, погіршують гідродинамічні (газодинамічні) характеристики потоків теплоносія і робочої речовини, знижують економічність, надійність і безпеку роботи реакторних і парогенераторних установок. Вплив цих процесів на надійність і безпеку роботи реакторних і парогенераторних установок АЕС пояснюється рядом чинників. Наприклад, у разі перевищення значень температур поверхонь теплообміну парогенераторів над верхніми (допустимими) межами температур застосування їх конструкційних матеріалів погіршуються механічні (міцнісні) властивості цих матеріалів, що може призвести до аварійних ситуацій. Зниження ефективності процесів теплообміну і погіршення гідродинамічних характеристик потоків теплоносія в парогенераторах погіршує процес відведення

теплоти від теплоносія першого контура до робочої речовини, внаслідок чого підвищується температура теплоносія на вході в реактор і знижується ефективність його охолодження, що у ряді випадків також може призвести до аварійних ситуацій. До аварійних ситуацій може призвести і виникнення знакозмінної температурної напруги в стінках труб поверхонь теплообміну в результаті пульсацій витрат теплоносія і робочої речовини, які значно посилюються при відкладенні продуктів корозії і накипу на поверхнях теплообміну парогенераторів АЕС.

Перераховані особливості перебігу конвективних процесів теплообміну в парогенераторах і гідродинамічні (газодинамічні) характеристики потоків теплоносія і робочої речовини необхідно враховувати при проектуванні і конструюванні реакторних і парогенераторних установок АЕС.

## **6.2. Основні рівняння і співвідношення для розрахунку процесів теплообміну між теплоносієм і робочою речовиною у парогенераторах АЕС**

Для розрахунку процесів теплообміну в парогенераторах АЕС при русі однофазних потоків теплоносія і робочої речовини застосовують критеріальні рівняння теорії подібності, які описують узагальнені залежності між величинами, що характеризують подібні між собою процеси. Розглянемо основні безрозмірні критерії теорії подібності, які застосовуються для розрахунку процесів теплообміну в парогенераторах, їх характеристики і співвідношення між ними.

● Критерій Рейнольдса. Він являє собою міру відношення сил інерції до сил в'язкості в потоках теплоносія або робочої речовини, яка рухається в каналах (трубах). Критерій Рейнольдса визначається виразом

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} = \frac{wd\rho}{\mu}, \quad (6.1)$$

де  $w$  – швидкість потоку теплоносія або робочої речовини, м/с;  $d$  – визначальний (характерний) лінійний розмір каналу, що умовно дорівнює еквівалентному гідравлічному діаметру каналу (внутрішньому діаметру трубки), м;  $\nu$  – кінематична в'язкість теплоносія або робочої речовини, м<sup>2</sup>/с;  $\mu$  – динамічна в'язкість теплоносія або робочої речовини, Па·с;  $\rho$  – густина теплоносія або робочої речовини, кг/м<sup>3</sup>.

Якщо зобразити критерій Рейнольдса у вигляді

$$\text{Re} = \frac{\rho w^2}{\mu(w/d)},$$

то він трактується як міра відносної інтенсивності молярного і молекулярного процесів перенесення кількості руху.

• Критерій Нуссельта. Він характеризує збільшення інтенсивності теплообміну між потоком теплоносія і поверхнею стінки каналу (трубки) унаслідок конвекції в порівнянні з чистою теплопровідністю в нерухомому середовищі. Критерій Нуссельта визначається виразом

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (6.2)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки каналу (трубки), Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки каналу (трубки), Вт/(м·К).

• Критерій Прандтля. Його можна розглядати як співвідношення двох характеристик процесів молекулярного перенесення кількості руху і кількості теплоти – кінематичної в'язкості, що характеризує процес перенесення кількості руху в потоці теплоносія, і коефіцієнта температуропровідності матеріалу стінки каналу (трубки), що характеризує процес перенесення кількості теплоти за допомогою теплопровідності. Критерій Прандтля визначається виразом

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}, \quad (6.3)$$

де  $a$  – коефіцієнт температуропровідності матеріалу стінки каналу (трубки), м<sup>2</sup>·с;  $c_p$  – питома ізобарна теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К).

Оскільки процес перенесення кількості руху обумовлений різницею швидкостей, а процес перенесення кількості теплоти – різницею температур, то критерій Прандтля характеризує співвідношення між полем швидкості і полем температури.

• Критерій Пекле. Він є мірою відносної інтенсивності молярного і молекулярного процесів перенесення кількості теплоти. Його можна

також розглядати як міру відношення кількості теплоти, що переноситься потоком теплоносія, до кількості теплоти, що передається за допомогою теплопровідності матеріалу стінки каналу (трубки). Критерій Пекле визначається виразом

$$\text{Pe} = \frac{wd}{a} = \frac{wc_p \rho}{\lambda/d} = \text{RePr} . \quad (6.4)$$

Співвідношення між критеріями подібності для однофазних потоків різних теплоносіїв і робочих речовин, окрім рідких металів, визначається таким узагальненим рівнянням:

$$\text{Nu} = c \cdot \text{Re}^n \text{Pr}^m , \quad (6.5)$$

де  $c, n, m$  – постійні безрозмірні величини.

Для рідких металів це співвідношення визначається іншим узагальненим рівнянням:

$$\text{Nu} = A + B(\text{Re} \cdot \text{Pr})^k , \quad (6.6)$$

де  $A, B, k$  – постійні безрозмірні величини.

При турбулентному режимі руху потоків теплоносіїв в трубках парогенераторів АЕС, тобто при  $\text{Re} > 10000$ , коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої поверхні стінок трубок визначається за формулою

$$\alpha = 0,021 \cdot (\lambda/d) \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} C_t C_l . \quad (6.7)$$

У формулі (6.7) коефіцієнт  $C_t$ , що враховує зміну теплофізичних властивостей теплоносія по поперечному перерізу потоку, дорівнює

$$C_t = (\text{Pr}_{\text{сер}}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} , \quad (6.8)$$

де  $\text{Pr}_{\text{сер}}, \text{Pr}_{\text{ст}}$  – критерії Прандтля, відповідно розраховані за значеннями параметрів теплофізичних властивостей середовища теплоносія при температурі в середині його потоку і при температурі потоку, що дорівнює температурі внутрішньої поверхні стінок трубок. При температурі потоку теплоносія більше  $200^\circ\text{C}$ , що характерно для більшості конструкцій сучасних реакторів і парогенераторів АЕС,  $C_t \approx 1$ .



Коефіцієнт  $C_l$  у формулі (6.7) залежить від величини відношення довжини трубок  $l$  до їх внутрішнього діаметра  $d$ . У більшості конструкцій сучасних парогенераторів  $l/d > 50$ . У цих випадках  $C_l = 1$ .

При русі потоку теплоносія усередині трубок парогенератора характерний лінійний діаметр, що входить у формулу (6.7), дорівнює внутрішньому діаметру трубок. При подовжньому русі потоку теплоносія в каналі будь-якої форми він дорівнює еквівалентному гідравлічному діаметру, який визначається як

$$d_0 = 4 \cdot f / \Pi, \quad (6.9)$$

де  $f$  – площа поперечного прохідного перерізу каналу,  $\text{м}^2$ ;  $\Pi$  – повний (змочуваний) периметр каналу,  $\text{м}$ .

При турбулентному режимі руху теплоносія в зігнутих трубках коефіцієнт тепловіддачі до стінок трубок  $\alpha_{\text{зіг}}$  декілька вищий, ніж коефіцієнт тепловіддачі при русі теплоносія в прямих трубках  $\alpha$ . Він визначається за співвідношенням

$$\alpha_{\text{зіг}} = \alpha \cdot \varepsilon_{\text{зіг}}. \quad (6.10)$$

У цьому виразі  $\varepsilon_{\text{зіг}}$  являє собою коефіцієнт інтенсифікації процесу тепловіддачі унаслідок руху теплоносія в зігнутих трубках. Він розраховується за формулою

$$\varepsilon_{\text{зіг}} = 1 + 1,8(d/R_{\text{виг}}), \quad (6.11)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр трубок,  $\text{м}$ ;  $R_{\text{виг}}$  – радіус вигину трубок,  $\text{м}$ .

У конструкціях сучасних парогенераторів АЕС, в яких робоча речовина рухається в міжтрубному просторі, поверхні теплообміну являють собою пучки паралельних трубок, які мають коридорне або шахове розташування (рис. 6.1). Відстані між осями трубок  $s_1$ , які розташовані уперек рухомого потоку робочої речовини, і відстані між осями трубок  $s_2$ , які розташовані уздовж потоку робочої речовини, називаються відповідно поперечним і подовжнім кроками трубного пучка. Для шахового розташування пучка трубок існує ще і діагональний крок  $s_d$ . Відношення кроків трубного пучка до зовнішнього діаметра трубок  $d_{\text{зовн}}$  називаються відносними кроками.

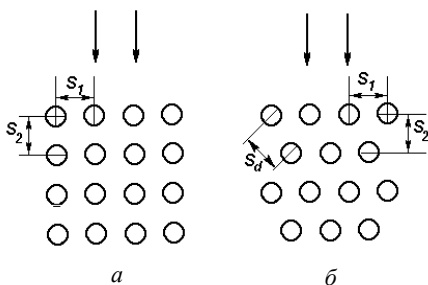


Рисунок 6.1 – Розташування трубок поверхонь теплообміну парогенераторів АЕС:

*a* – коридорне;  
*б* – шахове

АЕС в межах одного пучка трубок постійність цих геометричних характеристик зберігається.

На підставі даних про зовнішній діаметр трубок пучка, їх поперечний і подовжній кроки, а також даних про кількість рядів трубок, розташованих уперек руху потоку робочої речовини,  $z_1$  і кількості рядів трубок, розташованих уздовж руху цього потоку,  $z_2$  розраховуються закономірності передачі теплоти робочій речовині.

Для рухомих потоків робочої речовини в міжтрубному просторі, у яких  $Re > 1000$ , середній коефіцієнт тепловіддачі від поверхні теплообміну у вигляді одного ряду трубок до потоку робочої речовини визначається по наступному рівнянню:

$$\alpha_{тр} = c(\lambda/d_{зобн}) Re^n Pr^{0,33} C_t \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon'_{\psi}. \quad (6.12)$$

У рівнянні (6.12) коефіцієнти і показник ступеня при  $Re$  набувають наступних значень:

- для пучків з коридорним розташуванням трубок

$$c = 0,26, \quad n = 0,65;$$

- для пучків з шаховим розташуванням трубок

$$c = 0,41, \quad n = 0,60;$$

- $\varepsilon_s$  – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі значень відносних кроків і стосунків між кроками трубок:  
 для пучків з коридорним розташуванням трубок

$$\varepsilon_s = (s_2/d_{зобн})^{-0,15},$$

для пучків з шаховим розташуванням трубок  $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{0,17}$  при  $s_1/s_2 \leq 2$  і  $\varepsilon_s = 0,12$  при  $s_1/s_2 > 2$ ;

- $\varepsilon'_\psi$  – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі кута атаки (входу)  $\psi$  потоку робочої речовини на пучок трубок. Він визначається відповідно до таблиці. 6.1.

Таблиця 6.1

**Значення коефіцієнта  $\varepsilon'_\psi$  для пучків трубок поверхонь теплообміну парогенераторів АЕС при різних кутах атаки потоку робочої речовини**

$\psi$ , град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon'_\psi$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Коефіцієнт  $C_t$  у формулі (6.12), що враховує зміну теплофізичних властивостей робочої речовини по поперечному перерізу його потоку, визначається за формулою (6.8). У цій формулі критерії  $Pr_{сер}$ ,  $Pr_{ст}$  – критерії Прандтля, відповідно розраховані за значеннями параметрів теплофізичних властивостей середовища робочої речовини при температурі в середині його потоку і при температурі потоку, що дорівнює температурі зовнішньої поверхні стінок трубок.

### **6.3. Параметри і основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик однофазних потоків в каналах реакторів і парогенераторів АЕС**

Параметри і гідродинамічні (газодинамічні) характеристики однофазних потоків теплоносія і робочої речовини у вигляді живильної води в каналах реакторів і парогенераторів АЕС визначаються в процесі гідравлічного розрахунку. В результаті цього розрахунку визначаються такі характеристики потоків:

- рушійні напори і швидкості циркуляції потоків;

- загальний перепад тиску по тракту потоків;
- втрата напору потоків в різних ділянках тракту;
- місцеві швидкості потоків і місцеві значення інтенсивності теплообміну;

- гідравлічні характеристики технічних пристроїв, що знаходяться в тракті потоків і забезпечують стійкий режим роботи реакторних і парогенераторів установок.

Гідродинамічні (газодинамічні) характеристики однофазних потоків теплоносіїв і робочих речовин реакторів і парогенераторів АЕС дуже різноманітні, оскільки залежать від теплофізичних властивостей і агрегатного стану рухомого середовища, конструкційних і геометричних характеристик каналів потоків і структури потоків.

Необхідно відзначити, що гідродинамічні (газодинамічні) характеристики однофазних потоків в реакторах і парогенераторах, так само як і характеристики процесів теплообміну, визначають їх надійність і технічну досконалість, а існуюча велика різноманітність конструктивних схем реакторів і парогенераторів створює необхідність розрахунку гідравлічних характеристик потоків для каналів різних форм і з різними режимами обтікання поверхонь теплообміну.

У реакторах і парогенераторах АЕС здійснюється примусова циркуляція однофазних потоків теплоносія і робочої речовини. Однофазний потік зазначає впливу різних сил, з яких найбільш значущими є сили тертя, обумовлені в'язкістю рухомого середовища потоку, які викликають гідравлічний опір руху потоку  $\Delta P_T$ . Крім того, канали, по яких рухається однофазний потік, мають ділянки з перерізами, що змінюються, повороти, місця, захищені деталями кріплення. У цих ділянках каналів потік зазнає місцевих гідравлічних опорів  $\Delta P_M$ . Сума опорів сил тертя і місцевих опорів складає загальну величину гідравлічного опору руху потоку за рахунок сил тертя і місцевих гідравлічних опорів:

$$\Delta P_\Gamma = \Delta P_T + \Delta P_M \quad (6.13)$$

Необхідно також мати на увазі, що при підведенні теплоти до однофазного потоку відбувається збільшення об'єму останнього і, як наслідок, деяке збільшення швидкості по довжині каналу.

Прискорення потоку супроводжується збільшенням опору руху потоку на величину  $\Delta P_{\text{приск}}$ . Для сталого режиму руху однофазного потоку в ділянці каналу постійного перерізу ця величина становить

$$\Delta P_{\text{приск}} = w_2^2 \rho_2 - w_1^2 \rho_1, \quad (6.14)$$

де  $w_1$ ,  $\rho_1$  і  $w_2$ ,  $\rho_2$  – відповідно швидкості, м/с, і густини, кг/м<sup>3</sup>, потоку на вході в ділянку каналу і на виході з неї.

Проте при тих змінах швидкостей однофазних потоків теплоносія і робочої речовини, які зазвичай спостерігаються в ділянках каналів поверхонь теплообміну реакторів і парогенераторів, значення  $\Delta P_{\text{приск}}$  в порівнянні з  $\Delta P_{\text{г}}$  невелике, і ним у ряді практичних розрахунків можна нехтувати.

Крім того, при підйомному характері руху однофазного потоку виникає гідравлічний опір, обумовлений підйомом маси теплоносія або робочої речовини на деяку висоту. Цей опір залежить від густини середовища потоку і різниці висот початку і кінця даної підйомної ділянки. Він називається нівелірним опором  $\Delta P_{\text{нів}}$ . При опускному характері руху потоку величина  $\Delta P_{\text{нів}}$  буде негативною. Нівелірний опір визначається як

$$\pm \Delta P_{\text{нів}} = g \cdot \rho \cdot \Delta h, \quad (6.15)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\Delta h$  – висота підйомної (опускної) ділянки, м;  $\rho$  – середня густина середовища потоку в ділянці, кг/м<sup>3</sup>.

Висота підйомної (опускної) ділянки дорівнює

$$\Delta h = l \cdot \sin \gamma,$$

де  $l$  – довжина ділянки каналу, м;  $\gamma$  – кут нахилу ділянки каналу, град.

У більшості конструкцій реакторів і парогенераторів ділянки каналів руху однофазних потоків мають порівняно невеликі значення  $\Delta h$ , тому величина  $\Delta P_{\text{нів}}$  мала в порівнянні з гідравлічним опором  $\Delta P_{\text{г}}$ , так само, як і величина  $\Delta P_{\text{приск}}$ , а отже, в цілому ряду практичних розрахунків ними можна нехтувати.

Тому, не дивлячись на те, що повний (сумарний) опір руху однофазних потоків в каналах визначається як

$$\Delta P_c = \Delta P_r + \Delta P_{\text{приск}} \pm \Delta P_{\text{нів}}, \quad (6.16)$$

враховуючи малі значення величин  $\Delta P_{\text{приск}}$  і  $\Delta P_{\text{нів}}$  в порівнянні з величиною  $\Delta P_r$ , можна зробити висновок, що основним опором руху однофазного потоку є гідравлічний опір, який визначається за рівнянням (6.13).

Наведений в рівнянні (6.13) опір сил тертя руху однофазного потоку  $\Delta P_r$  в каналах з постійною поперечною течією визначається таким рівнянням:

$$\Delta P_r = \xi \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (6.17)$$

де  $w$  – середня швидкість потоку в каналі, м/с;  $l$ ,  $d$  – відповідно довжина і діаметр каналу, м;  $\xi$  – коефіцієнт тертя при русі однофазного потоку.

Зазвичай коефіцієнт тертя при русі однофазного потоку  $\xi$  залежить від швидкості потоку, тобто від режиму його руху, визначуваного числом  $Re$ , шорсткості стінок каналу  $\delta_{\text{ш}}$  і середовища потоку (його теплофізичних властивостей). Проте починаючи з певного (порогового) значення  $Re \geq Re_{\text{п}}$ , коефіцієнт тертя  $\xi$  не залежить від швидкості і властивостей середовища потоку, а визначається тільки відносною шорсткістю стінок каналу, що являє собою величину  $\delta_{\text{ш}}/r$ , де  $r$  – радіус каналу, по якому рухається потік. Для режимів руху однофазних потоків, що мають значення  $Re \geq Re_{\text{п}} = 120d/\delta_{\text{ш}}$ , які характерні для реакторів і парогенераторів АЕС, коефіцієнт тертя визначається за формулою

$$\xi = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{r}{\delta_{\text{ш}}}\right)^2}. \quad (6.18)$$

Значення шорсткості стінок каналів (трубок), виготовлених з різноманітних сталей, різні: для трубок з вуглецевої сталі  $\delta_{\text{ш}} < 0,1$  мм, для трубок з нержавіючих сталей  $\delta_{\text{ш}} < 0,05$  мм. Унаслідок корозійних процесів,

що перебігають в каналах (трубках), їх шорсткість при експлуатації змінюється. Докладніше поняття шорсткості розглянуто у восьмому розділі (підрозділ 8.1).

Наведені в рівнянні (6.13) місцеві гідравлічні опори руху однофазного потоку  $\Delta P_m$  визначаються за формулою

$$\Delta P_m = \xi_m \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (6.19)$$

де  $\xi_m$  – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору.

Значення коефіцієнтів місцевого гідравлічного опору  $\xi_m$  для найбільш типових геометричних форм каналів наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

**Значення коефіцієнтів місцевого гідравлічного опору**

Тип місцевого опору	$\xi_m$
Вхід в трубки з колектора ( $d > 350$ ) або барабана	0,5
Вихід з трубок в колектор ( $d > 350$ ) або в барабан	1,0
Вхід в міжтрубний простір або вихід з нього	1,5
Поворот в U-подібних каналах	0,5
Поворот на 180° через перегородку в міжтрубному просторі	1,5
Обгинання перегородок, що підтримують трубки	0,5
Поворот на 90° в міжтрубному просторі	1,0

При раптовій зміні поперечного прохідного перерізу каналу, за умови, що її менший прохідний переріз дорівнює  $f_m$ , а його більший прохідний переріз дорівнює  $f_0$ , коефіцієнт місцевого гідравлічного опору визначається за формулою

$$\xi_m = \left( 1 - \frac{f_m}{f_0} \right)^2, \quad (6.20)$$

або за графіками, наведеними на рис. 6.2.

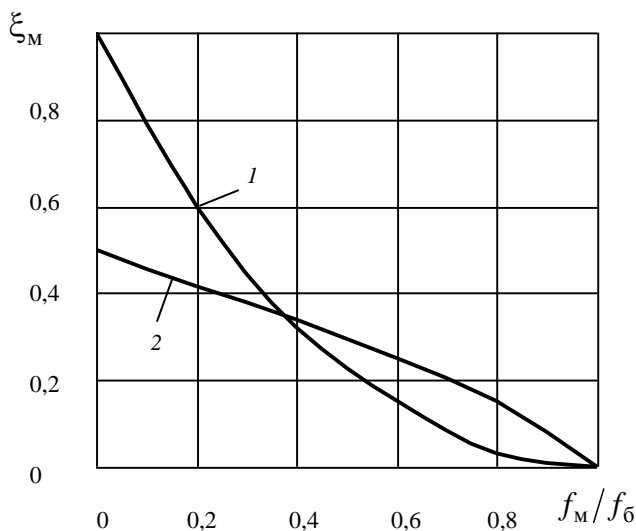


Рисунок 6.2 – Залежність зміни коефіцієнта місцевого гідравлічного опору руху однофазного потоку при раптовій зміні поперечного прохідного перерізу каналу:

1 – збільшення перерізу; 2 – зменшення перерізу

При поздовжньому русі однофазного потоку усередині каналів будь-якої геометричної форми гідравлічний опір визначається за формулами (6.13), (6.17)÷(6.19) шляхом підстановки в них значення величини еквівалентного гідравлічного діаметра  $d_0$ , що розраховується за рівнянням (6.9).

При поздовжньому омиванні однофазним потоком трубних пучків парогенераторів АЕС еквівалентний гідравлічний діаметр  $d_0$  визначається за формулою

$$d_0 = \left( \frac{D_{\text{в.к}}^2 - n d_{\text{зовн}}^2}{D_{\text{в.к}}^2 + n d_{\text{зовн}}^2} \right)^{1/4}, \quad (6.21)$$

де  $n$  – кількість трубок в пучку;  $D_{\text{в.к}}$ ,  $d_{\text{зовн}}$  – відповідно внутрішній діаметр корпусу парогенератора і зовнішній діаметр трубок, м.



При поперечному омиванні однофазним потоком трубних пучків парогенераторів АЕС основу гідравлічного опору потоку складають поперемінні звуження і розширення прохідного перерізу, тому опір сил тертя, що становить в цьому випадку незначну частку, окремо не визначається, а відразу розраховується сумарний гідравлічний опір трубного пучка:

$$\Delta P_{г.п} = \xi_{п} \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \varepsilon''_{\psi}, \quad (6.22)$$

де  $\xi_{п}$  – коефіцієнт гідравлічного опору трубного пучка при поперечному омиванні, який залежить від конструктивних характеристик пучка і режимів течії потоку;  $\varepsilon''_{\psi}$  – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив на сумарний гідравлічний опір кута атаки (входу)  $\psi$  потоку на трубний пучок.

Коефіцієнт гідравлічного опору  $\xi_{п}$  у формулі (6.22) для трубних пучків з коридорним розташуванням трубок визначається за формулою

$$\xi_{п} = (6 + 9z_2) Re^{-0,28} \left( \frac{s_1}{d_{30BH}} \right)^{-0,28}, \quad (6.23)$$

а для пучків з шаховим розташуванням трубок він визначається за такими формулами:

$$\xi_{п} = (4 + 6,6z_2) Re^{-0,28} \text{ при } \left( \frac{s_1}{d_3} \right) \leq \left( \frac{s_2}{d_{30BH}} \right); \quad (6.24)$$

$$\xi_{п} = (5,4 + 3,4z_2) Re^{-0,28} \text{ при } \left( \frac{s_1}{d_3} \right) > \left( \frac{s_2}{d_{30BH}} \right). \quad (6.25)$$

У формулах (6.23)÷(6.25) число  $Re$  визначається за швидкістю потоку в найвужчому перерізі ряду трубок і за зовнішнім діаметром трубок, а величина  $z_2$  – це кількість трубок в пучку у напрямі руху потоку.

Значення поправкового коефіцієнта  $\varepsilon''_{\psi}$  у формулі (6.22) при різних кутах атаки однофазного потоку на трубний пучок наведено в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

**Значення коефіцієнта  $\varepsilon''_{\psi}$  при різних кутах атаки потоку на трубний пучок поверхонь теплообміну парогенераторів АЕС**

$\psi$ , град	90	80	70	60	50	40	30	10
$\varepsilon''_{\psi}$	1	1	0,95	0,83	0,69	0,53	0,38	0,15

#### **6.4. Параметри і основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик двофазних потоків у парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС**

Двофазні потоки робочої речовини в парогенеруючих каналах реакторів одноконтурних АЕС і парогенераторів дво- і триконтурних АЕС являють собою сумісний рух рідини (живильної води) і пари у вигляді пароводяної суміші. Форми руху двофазних потоків значно різноманітніші, а закони їх руху істотно складніші, ніж потоків однофазних середовищ, і характеризуються вони великою кількістю параметрів. Це обумовлено тим, що при русі потоку пароводяної суміші в парогенеруючих каналах відбуваються масообмінні процеси між рідкою і паровою фазами суміші, при яких змінюються об'єми фаз; межі розділу між фазами суміші змінюються по довжині каналу і часто не мають чітко вираженого характеру. Середні по перерізу швидкості рідкої і парової фаз потоку не рівні між собою, причому відмінність в швидкостях фаз при сталому режимі руху двофазного потоку залежить від масової витрати пароводяної суміші, її тиску, напрямку руху потоку, інтенсивності нагріву і інших чинників. Все це утрудняє експериментальні дослідження і розрахунки параметрів і гідродинамічних (газодинамічних) характеристик двофазних потоків пароводяної суміші робочої речовини в реакторах і парогенераторах АЕС.

Основними співвідношеннями для визначення значень масових витрат пароводяної суміші  $D_{\text{сум}}$  в ділянці парогенеруючого каналу, витрат її парової і водяної фаз  $D_{\text{п}}$  і  $D_{\text{в}}$ , масового (витратного) паровмісту  $x$  під час надходження до ділянки каналу маси живильної води  $D_0$  є рівняння

збереження кількості речовини в потоці і рівняння теплового балансу для ділянки каналу, що розраховується.

Рівняння збереження кількості речовини в потоці має такий вигляд:

$$D_0 = D_{\text{п}} + D_{\text{в}} = D_{\text{сум}}. \quad (6.26)$$

Рівняння теплового балансу для розраховуваної ділянки парогенеруючого каналу, схематично наведеного на рис. 6.3, можна записати як

$$D_{\text{сум}}(i - i') = q_l(l - l_{\text{п.к}}), \quad (6.27)$$

де  $i, i'$  – відповідно ентальпія пароводяної суміші в перерізі на виході з розраховуваної ділянки каналу і ентальпія живильної води в перерізі початку її кипіння, Дж/кг;  $l, l_{\text{п.к}}$  – відповідно довжина всієї ділянки каналу і довжина ділянки каналу до перерізу початку кипіння живильної води, м;  $q_l$  – середній питомий тепловий потік на ділянці каналу, Вт/м.

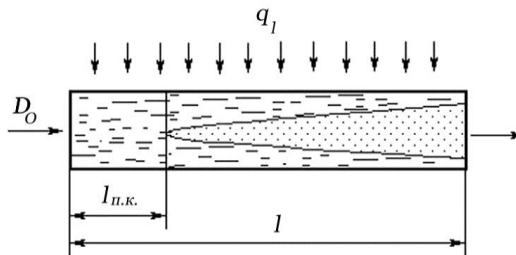


Рисунок 6.3 – Схема парогенеруючого каналу

Ентальпія пароводяної суміші визначається з рівняння (6.27)

$$i = i' + \frac{q_l \cdot (l - l_{\text{п.к}})}{D_{\text{сум}}}. \quad (6.28)$$

Кількість теплоти  $q_{\text{сум}}$ , перенесена пароводяною сумішшю через розраховуваний переріз парогенеруючого каналу в одиницю часу, становить

$$q_{\text{сум}} = D_{\text{сум}} \cdot i;$$

кількість теплоти  $q_b$ , перенесена водяною фазою суміші через розраховуваний переріз парогенеруючого каналу в одиницю часу, складає

$$q_b = D_b \cdot i' ;$$

кількість теплоти  $q_n$ , перенесена паровою фазою суміші через розраховуваний переріз парогенеруючого каналу в одиницю часу, становить

$$q_n = D_n \cdot (i' + r),$$

де  $r$  – прихована питома теплота паротворення, Дж/кг.

Співвідношення між ентальпіями двофазного потоку пароводяної суміші і його водяної і парової фаз має такий вигляд:

$$D_{\text{сум}} \cdot i = D_b \cdot i' + D_n \cdot (i' + r). \quad (6.29)$$

Відношення маси парової фази пароводяної суміші до сумарної маси всього двофазного потоку називається масовим (витратним) паровмістом:

$$x = \frac{D_n}{D_n + D_b} = \frac{D_n}{D_0}. \quad (6.30)$$

Розділивши рівняння (6.29) на  $D_{\text{сум}} = D_0$  і враховуючи рівняння (6.30), отримаємо співвідношення для розрахунку масового паровмісту в перерізі ділянки паротвірного каналу, що визначається:

$$i = \frac{(D_n + D_b) \cdot i'}{D_0} + \frac{r D_n}{D_0} = i' + r x$$

(6.31)

або

$$x = \frac{i - i'}{r}.$$

Величина  $x$  у рівняннях (6.31) є відносною ентальпією двофазного потоку, вираженою через приховану питому теплоту паротворення  $r$ , яка характеризує витратний паровміст в перерізі ділянки каналу, що розраховується, після початку кипіння живильної води.

Масові характеристики двофазних потоків (маси фаз, їх співвідношення між собою), а також кількості переносимою потоками і їх фазами

теплоти є початковими даними для розрахунків основних параметрів і гідродинамічних (газодинамічних) характеристик двофазних потоків пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС.

До основних параметрів двофазних потоків пароводяної суміші належать приведені швидкості парової фази  $w_0''$  і водяної фази  $w_0'$ , а також швидкість циркуляції пароводяної суміші  $w_0$ . Приведені швидкості – це відношення об'ємної витрати кожної фази до площі повного поперечного прохідного перерізу каналу. Швидкість циркуляції пароводяної суміші – це швидкість, яку мала б в даному перерізі вода, якби вона проходила через нього з масовою витратою, що дорівнює витраті пароводяної суміші. Ці параметри розраховуються за такими співвідношеннями:

$$w_0'' = D_{\pi} v'' / f; \quad w_0' = D_B v' / f; \quad w_0 = D_{\text{сум}} v' / f, \quad (6.32)$$

де  $v''$  і  $v'$  – відповідно питомі об'єми пари і води при температурі насичення  $t_s$ , м<sup>3</sup>/кг;  $f$  – площа поперечного прохідного перерізу парогенеруючого каналу, м<sup>2</sup>.

З рівнянь (6.32) видно, що при постійній витраті живильної води  $D_0$  ( $D_0 = D_{\text{сум}}$ ) і при постійній площі поперечного прохідного перерізу каналу  $f$  швидкість циркуляції  $w_0$  є величиною постійною, а приведені швидкості парової і водяної фаз потоку  $w_0''$  та  $w_0'$  змінюються залежно від масової витрати фаз.

Масовий паровміст  $x$  у рівнянні (6.30) можна визначити, використовуючи співвідношення (6.32):

$$x = \frac{D_{\pi}}{D_0} = \frac{w_0'' \rho''}{w_0' \rho'} = \frac{w_0'' v'}{w_0' v''}, \quad (6.33)$$

де  $\rho''$ ,  $\rho'$  – відповідно густина парової і водяної фаз потоку.

З рівняння збереження кількості речовини в потоці (6.26) при незмінній площі поперечного прохідного перерізу каналу  $f = \text{const}$  отримуємо співвідношення між приведеними швидкостями фаз і швидкістю циркуляції:

$$w_0 \rho' = w_0' \rho' + w_0'' \rho'' = w_{\text{сум}} \rho_{\text{сум}} = \text{const}, \quad (6.34)$$

або

$$w_0 = w'_0 + w''_0 \frac{\rho''}{\rho'} . \quad (6.35)$$

Об'ємні витрати парової фази  $V_{\pi}$  і водяної фази  $V_B$  двофазного потоку визначаються за співвідношеннями:

$$V_{\pi} = \frac{D_{\pi}}{\rho''} , \quad V_B = \frac{D_B}{\rho'} . \quad (6.36)$$

Використовуючи співвідношення (6.32), об'ємні витрати фаз можна визначити і через приведені швидкості:

$$V_{\pi} = w''_0 f ; \quad V_B = w'_0 f . \quad (6.37)$$

Якщо відомі площі поперечного прохідного перерізу парової і водяної фаз двофазного потоку  $f_{\pi}$  і  $f_B$ , можна визначити середні по перерізу дійсні швидкості парової фази  $w_{\pi}$  і водяної фази  $w_B$  за рівняннями:

$$w_{\pi} = \frac{V_{\pi}}{f_{\pi}} = w''_0 \frac{f}{f_{\pi}} \quad (6.38)$$

і

$$w_B = \frac{V_B}{f_B} = w'_0 \frac{f}{(f - f_{\pi})} ,$$

де  $f = f_{\pi} + f_B$ .

Середні дійсні швидкості парової і водяної фаз не рівні між собою, причому різниця в цих швидкостях тим більша, чим більша різниця густини між фазами.

Частка площі поперечного прохідного перерізу каналу, зайнята паровою фазою двофазного потоку, становить

$$\varphi = \frac{f_{\pi}}{f} . \quad (6.39)$$

Величина  $\varphi$  дозволяє також визначити середні дійсні швидкості фаз за формулами:

$$w_{\Pi} = \frac{w_0''}{\varphi}; \quad w_{\text{В}} = \frac{w_0'}{1 - \varphi}. \quad (6.40)$$

Звідси виходить:

$$\varphi = \frac{w_0''}{w_{\Pi}}; \quad \varphi = 1 - \frac{w_0'}{w_{\text{В}}}. \quad (6.41)$$

Маса пароводяної суміші в підйомному парогенеруючому каналі заввишки  $\Delta l$  визначається за таким рівнянням:

$$\rho_{\text{сум}} \cdot \Delta l \cdot f = \rho'' \cdot \Delta l \cdot f_n + \rho' \cdot \Delta l \cdot f_{\text{В}}, \quad (6.42)$$

де  $\rho_{\text{сум}}$  – дійсна густина пароводяної суміші.

Для визначення дійсної густини пароводяної суміші після ряду перетворень формули (6.42) можна отримати рівняння

$$\rho_{\text{сум}} = \rho' - \varphi(\rho' - \rho''). \quad (6.43)$$

Враховуючи вирази (6.41) і (6.43), з рівняння (6.34) отримаємо розрахункову формулу для визначення дійсної швидкості пароводяної суміші:

$$w_{\text{сум}} = \frac{w_0 \rho'}{\rho' - \varphi(\rho' - \rho'')} = \frac{w_0}{1 - \varphi \left( 1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)}. \quad (6.44)$$

Частка площі поперечного прохідного перерізу парогенеруючого каналу, яка зайнята паровою фазою двофазного потоку робочої речовини  $\varphi$ , однозначно визначає середні значення швидкостей фаз, дійсну швидкість суміші і її густину. Тому часто її ще називають дійсним паровмістом пароводяної суміші (на відміну від масового паровмісту  $x$ ). Ця величина, перш за все, залежить від швидкостей ковзання фаз, які, у свою чергу, залежать не тільки від параметрів і напрямку руху потоку, але і від розподілу парової і водяної фаз в об'ємі каналу. У цей час найточніше дійсний паровміст  $\varphi$  визначається тільки експериментально.

## **6.5. Особливості режимів руху і основні співвідношення для розрахунку гідравлічних опорів руху двофазних потоків у парогенеруючих каналах реакторів**

## і парогенераторів АЕС

Величина дійсного паровмісту потоку пароводяної суміші  $\phi$  є середнім значенням для площі поперечного прохідного перерізу каналу. Для визначення точнішого значення  $\phi$  необхідно мати достовірні дані щодо розподілу парової і водяної фаз по поперечному перерізу каналу і по зміні цього розподілу при переході від одного перерізу до іншого. Експериментальних даних щодо характеристик руху двофазних потоків пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС вельми мало, хоча встановлено, що режими руху і структури цих двофазних потоків і їх об'ємні витрати залежать, в основному, від тиску пароводяної суміші і приведених швидкостей парової і водяної фаз суміші, швидкості циркуляції суміші, масового паровмісту, положення каналу і його конфігурації. Також встановлено, що при русі пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС існують такі режими руху (види структур) потоків: бульбашковий (емульсійний), снарядний, стрижневий (кільце) і дисперсний. Схематичне зображення цих видів структур потоків при русі пароводяної суміші наведено на рис. 6.4.

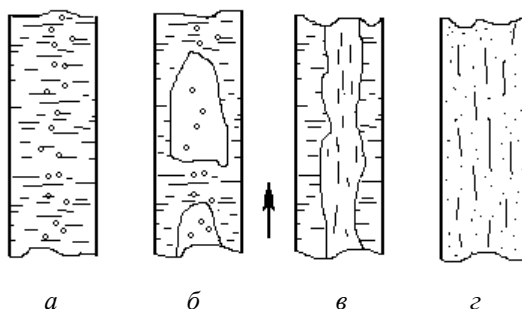


Рисунок 6.4 – Структури двофазних потоків при русі пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС:

а – бульбашковий; б – снарядний; в – стрижневий; г – дисперсний

Бульбашковий (емульсійний) режим руху двофазного потоку (рис. 6.4, а) зазвичай характеризується достатньо малим паровмістом, окремі парові бульбашки малого розміру концентруються в центрі каналу.



У міру збільшення паровмісту в двофазному потоці відбувається злиття окремих бульбашок пари і їх укрупнення, внаслідок чого виникає снарядний режим руху потоку (рис. 6.4, б). При подальшому збільшенні паровмісту настає стрижневий (кільце) режим руху двофазного потоку (рис. 6.4, в), який характеризується тим, що по центру каналу рухається суцільний паровий потік, відокремлений від стінок каналу водяним кільцем. Товщина водяного кільця визначається паровмістом потоку.

Дисперсний режим руху (рис. 6.4, г) характерний для двофазних потоків з дуже великими швидкостями і великим паровмістом. При цьому режимі водяна фаза вже досить рівномірно розподілена в паровій фазі, і потік в каналі можна зобразити у вигляді туману, що рухається з великою швидкістю. Дисперсний режим руху формується за допомогою відриву водяної плівки від стінок каналу і через дроблення водяної фази на дрібні крапельки з рівномірним розподілом їх по перерізу каналу. Умови відриву водяної плівки від стінок каналу визначаються паровмістом і швидкостями двофазного потоку і його фаз. Найзручніше цей процес характеризувати значенням швидкості парової фази потоку. Відрив водяної плівки від стінок каналу відбувається при певному значенні швидкості парової фази, яке називається критичним. Емпірична розрахункова формула для визначення критичної швидкості парової фази двофазного потоку пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС, що враховує паровміст потоку, має такий вигляд:

$$w_{\pi}^{\text{кр}} = 115 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho''} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,25} \left( \frac{1}{d_e} \right)^{0,25}}, \quad (6.45)$$

де  $\sigma$  – поверхневий натяг середовища двофазного потоку, кг/м;  $d_e$  – еквівалентний діаметр каналу, м.

Необхідно відзначити, що снарядний режим руху двофазних потоків в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС (рис. 6.4, б) існує, як правило, тільки при тиску менше 3,0 МПа, а при більшому тиску крупних бульбашок пари в двофазному потоці зазвичай не спостерігається.

Для парогенеруючих каналів сучасних парогенераторів АЕС з ВВЕР найбільш характерними є бульбашковий (рис. 6.4, а) і стрижневий (рис. 6.4, в) режими руху двофазних потоків робочої речовини. Причому при середніх

значеннях тиску потоку бульбашковий режим може зберігатися до достатньо великих значень паровмістів. Експериментальні дослідження показали, що, наприклад, при тиску двофазного потоку пароводяної суміші близько 10 МПа значення паровмісту, при якому ще може існувати бульбашковий режим, доходить до 80 %.

Для каналів з кутом нахилу більш 30° режими руху двофазних потоків робочої речовини близькі до режимів руху у вертикальних каналах (рис. 6.4), відрізняючись асиметрією в розподілі парової і водяної фаз по поперечному перерізу каналу. У горизонтальних і слабо нахилених каналах (з кутом нахилу менш 30°) ця асиметрія посилюється, і при малих швидкостях двофазного потоку пароводяної суміші виникає повне розшарування фаз по поперечному перерізу каналу. Такі режими руху пароводяної суміші називаються розшарованими. Можливість переходу до розшарованих режимів течії двофазних потоків визначається значенням дійсної швидкості потоку суміші  $w_{\text{сум}}$ . Чим більша ця швидкість, тим більша кількість води виривається з об'єму водяної фази в нижній зоні поперечного прохідного перерізу каналу і переноситься в об'єм парової фази у верхню зону поперечного прохідного перерізу каналу. Граничне значення дійсної швидкості потоку суміші, при якому в горизонтальних каналах відсутнє розшарування потоку на фази, розраховується за формулою

$$w_{\text{сум}} = \frac{0,38 \cdot d_{\text{вн}}^{0,5}}{\left(\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}\right)^{0,25} \cdot \rho_{\text{сум}}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,75} \cdot \frac{C \cdot \rho'}{1 + x \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)}, \quad (6.46)$$

де  $C$  – постійний коефіцієнт, залежний від параметрів потоку пароводяної суміші.

Коефіцієнт  $C$  приблизно обчислюється за формулою

$$C \approx \frac{1+x}{1+(w_0''/w_0)}. \quad (6.47)$$

Граничні значення дійсної швидкості потоку пароводяної суміші, при яких відсутнє розшарування потоку, зростають у міру збільшення тиску і паровмісту потоку.

При розрахунку гідравлічних опорів руху двофазних потоків пароводяної суміші в парогенеруючих каналах реакторів і парогенераторів АЕС ці потоки розглядаються як гомогенні.

Гідравлічні опори руху двофазних потоків гомогенної пароводяної суміші усередині каналів (трубок) поверхонь теплообміну реакторів і парогенераторів АЕС і гідравлічні опори руху цих потоків при їх поздовжньому омиванні пучків трубок поверхонь теплообміну  $\Delta P_r$  розраховуються, виходячи з формул (6.13), (6.17), (6.19), за рівнянням

$$\Delta P_r = \left( \sum \xi_m + \frac{\xi \cdot l}{d} \right) \rho_{\text{сум}}^r \frac{(w_{\text{сум}}^r)^2}{2}. \quad (6.48)$$

Дійсна швидкість гомогенного потоку пароводяної суміші, виходячи з формули (6.44), визначається за таким рівнянням:

$$w_{\text{сум}}^r = w_0 + w_0'' \left( 1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right). \quad (6.49)$$

Використовуючи вираз (6.49) і враховуючи, що  $\rho_{\text{сум}}^r w_{\text{сум}}^r = \rho' w_0$ , отримаємо

$$\Delta P_r = \left( \sum \xi_m + \frac{\xi \cdot l}{d} \right) \rho' \frac{w_0^2}{2} \left[ 1 + \frac{w_0''}{w_0} \left( 1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right] \quad (6.50)$$

або

$$\Delta P_r = \left( \sum \xi_m + \frac{\xi \cdot l}{d} \right) \rho' \frac{w_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right],$$

де  $w_0''$  і  $x$  – відповідно середня для даної ділянки каналу приведена швидкість пари і середній масовий паровміст.

Гідравлічний опір руху потоку гомогенної пароводяної суміші усередині парогенеруючих каналів реакторів і парогенераторів АЕС можна також зобразити у вигляді формули

$$\Delta P_r = \Delta P_r^0 \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (6.51)$$

де  $\Delta P_{\Gamma}^0$  – гідравлічний опір руху потоку однофазного середовища з швидкістю  $w_0$  і густиною  $\rho'$ .

Вигляд формули (6.51) дозволяє зробити висновок про лінійну залежність між  $\Delta P_{\Gamma}$  та  $\Delta P_{\Gamma}^0$ .

Гідравлічний опір руху двофазних потоків пароводяної суміші при поперечному омиванні ним трубних пучків, який визначається за формулою (6.22) за значеннями швидкості циркуляції води  $w_0$  і густини води  $\rho'$  при температурі насичення  $t_s$ , а коефіцієнт  $\xi_{\Pi}$ , що входить в цю формулу, визначається за формулами (6.23)÷(6.25).

$$\left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (6.52)$$

де  $\Delta P_{\Gamma, \Pi}^0$  – гідравлічний опір руху потоку однофазного середовища при поперечному омиванні ним трубних пучків, який визначається за формулою (6.22) за значеннями швидкості циркуляції води  $w_0$  і густини води  $\rho'$  при температурі насичення  $t_s$ , а коефіцієнт  $\xi_{\Pi}$ , що входить в цю формулу, визначається за формулами (6.23)÷(6.25).

## 6.6. Основні співвідношення для розрахунку гідродинамічних характеристик безнапірного руху двофазних потоків пароводяної суміші в пристроях парогенераторів АЕС

У парогенераторах АЕС в пристроях для промивки і в сепараційних пристроях випарників з багаторазовою природною циркуляцією пароводяної суміші перебігають барботажні процеси, які являють собою безнапірний рух (вільний підйом) парової фази в шарі пароводяної суміші, середня швидкість якої дорівнює нулю або близька до нього.

Принципову схему цих барботажних пристроїв, інакше званих барботерами, з барботажем пари в шарі пароводяної суміші наведено

на рис. 6.5. У них потік пари надходить під розподільний дірчастий лист, який через отвори рівномірно розподіляє пару по всьому поперечному перерізу барботера. Сенса установки розподільного листа полягає в тому, щоб на шляху руху потоку пари виник елемент із значно більшим гідравлічним опором в порівнянні з вільним каналом руху. Вплив розподільного листа на роботу барботера визначається гідродинамічними характеристиками двофазного потоку над верхньою (вихідною) площиною листа і під нижньою (вхідною) площиною листа. Гідродинамічні характеристики руху потоку пароводяної суміші над верхньою площиною розподільного листа залежать від умов і процесів формування бульбашок пари на виході з отворів листа і відриву бульбашок. Ці умови і процеси визначаються співвідношенням гравітаційних сил, що характеризуються значенням величини прискорення вільного падіння  $g$ , і сил поверхневого натягу. На процес формування і відриву бульбашок пари впливає, в основному, швидкість їх витікання з отворів листа  $w$ , яка залежить від витрати пари, що надходить в барботер, від його тиску, що визначає поверхневий натяг  $\sigma$ , від густини парової фази  $\rho''$  і густини водяної фази  $\rho'$  пароводяної суміші.

Умови утворення і руху бульбашок пари (потоку парової фази пароводяної суміші) істотно змінюються із збільшенням витрати пари, причому при достатньо великій витраті пари може наступити так звана криза барботажа, при якій розподільний лист покривається суцільним шаром пари, що відокремлює його від об'єму пароводяної суміші. Такий режим роботи барботера недопустимий, а відповідна до нього критична швидкість витікання бульбашок пари з отворів

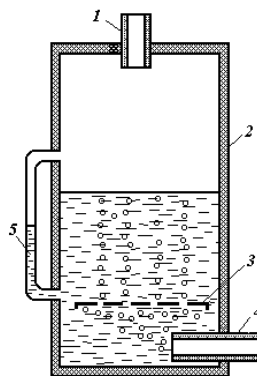


Рисунок 6.5 – Схема барботажного пристрою:  
 1 – патрубок відведення пари;  
 2 – корпус; 3 – розподільний лист;  
 4 – патрубок підведення пари;  
 5 – водомірне скло

розподільного листа  $w''_{кр}$  визначається за таким емпіричним рівнянням:

$$w''_{кр} = 0,16 \cdot \left[ \frac{(\rho'')^2}{g\sigma(\rho' - \rho'')} \right]^{-0,25} \quad (6.53)$$

Унаслідок гідравлічного опору розподільного листа руху потоку пари під нижньою площиною листа формується паровий шар (так звана парова подушка) певної товщини, що підвищує ефективність роботи листа. Для полегшення утворення парової подушки розподільний лист має спеціальні кромки. Схему розподільного листа з паровою подушкою наведено на рис. 6.6.

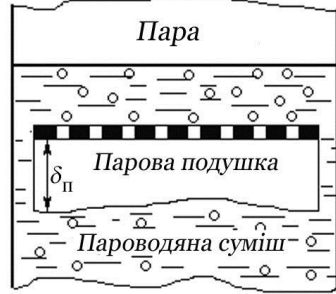


Рисунок 6.6 – Схема розподільного листа з паровою подушкою

Умовою виникнення і існування стійкої парової подушки є певний гідростатичний напір на лист  $\Delta P_{л}$ , що діє на висоті подушки  $\delta_{п}$ , який розраховується за формулою

$$\Delta P_{л} = \delta_{п} \cdot g(\rho' - \rho''). \quad (6.54)$$

Цей гідростатичний напір врівноважується гідравлічним опором листа і поверхневим натягом бульбашки пари у вигляді парової подушки. Розподільний лист матиме парову подушку і буде ефективний за умови дотримання такого співвідношення:

$$\delta_{п} < \sqrt[3]{(\delta^3 / R_0 \cdot g^3(\rho' - \rho'')^2) \cdot (1,75 + 0,78\xi_{отв})}, \quad (6.55)$$

де  $R_0$  – радіус отворів розподільного листа, м;  $\xi_{отв}$  – коефіцієнт місцевого опору отворів, який залежить від дійсного паровмісту пароводяної суміші на рівні, відповідному до висоти розташування листа  $\phi_{л}$ :

$$\xi_{\text{отв}} = 0,5 \quad \text{при } \varphi_{\text{л}} = 0,7 ;$$

$$\xi_{\text{отв}} = 1,0 \quad \text{при } \varphi_{\text{л}} = 0,5 ;$$

$$\xi_{\text{отв}} = 2,0 \quad \text{при } \varphi_{\text{л}} = 0,2 .$$

З рис. 6.5 і рис. 6.6 видно, що верхня частина барботажного пристрою складається з двох об'ємів, один з яких заповнений двофазним середовищем у вигляді пароводяної суміші, де відбувається процес барботажа, а інший – однофазним середовищем у вигляді пари. Ці об'єми розділяє поверхня, яка називається дзеркалом випаровування.

При постійному підведенні пари в об'єм води в барботері встановлюється певний розподіл пари по поперечних перерізах барботера, який характеризується дійсним паровмістом пароводяної суміші в кожному перерізі  $\varphi_{\text{бар}} = f_{\text{п}} / f_{\text{бар}}$ . Мінімальне значення дійсного паровмісту, яке дорівнює нулю, буде у вихідному поперечному перерізі патрубку підведення пари в об'єм води в барботері (позиція 4 на рис. 6.5), а максимальне значення, яке дорівнює 1, – у вхідному поперечному перерізі паровідвідних труб (позиція 1 на рис. 6.5). Таким чином, дійсний паровміст двофазної пароводяної суміші в барботері знаходиться в діапазоні  $0 \leq \varphi_{\text{бар}} \leq 1$ .

Витрата пари при барботажі, яка характеризується приведеною швидкістю пари  $w_0''$ , називається навантаженням дзеркала випаровування барботера  $R_s$  і визначається за рівнянням

$$R_s = 3,6 \cdot 10^3 D_{\text{п}} / f_{\text{бар}} \rho'' . \quad (6.56)$$

Перехід від об'єму пароводяної суміші до об'єму пари відбувається поступово в межах перехідної зони, що має висоту  $h_{\text{п.з}}$ , яка залежить від витрати пари і може бути розрахована за формулою

$$h_{\text{п.з}} = 0,15 w_0'' \sqrt{10P} , \quad (6.57)$$

де  $P$  – тиск пари, МПа.

Для забезпечення найбільш ефективної роботи барботажних пристроїв висота перехідної зони має бути як можна меншою.

Необхідно відзначити, що характер розподілу дійсного паровмісту пароводяної суміші по діаметрах поперечних перерізів барботера викликає

великий інтерес. Експериментально встановлено, що дійсний паровміст пароводяної суміші по діаметрах перерізів розподіляється нерівномірно, причому найбільша його величина відзначається місце в центрі перерізу. Зі збільшенням приведеної швидкості пари  $w_0''$  і зменшенням діаметра барботажних пристроїв нерівномірність розподілу дійсного паровмісту пароводяної суміші по діаметрах перерізів збільшується. На рис. 6.7 наведено характер зміни дійсного паровмісту пароводяної суміші  $\varphi_{\text{бар}}$  по діаметрах поперечних перерізів барботерів залежно від значень діаметрів їх корпусів і приведеної швидкості пари. З рис. 6.7 видно, що в барботажних пристроях великих діаметрів і з відносно малими приведеними швидкостями пари значення дійсного паровмісту пароводяної суміші більш рівномірно розподілені по діаметрах поперечних перерізів барботері. Залежність між дійсним паровмістом пароводяної суміші  $\varphi_{\text{бар}}$  і приведеною швидкістю пари  $w_0''$  при барботажі може бути описана такою емпіричною формулою:

$$\varphi_{\text{бар}} = 0,04 \left( 4 \sqrt{\frac{\rho' - \rho''}{g\sigma}} \right)^{0,68} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,15} \cdot (w_0'')^{0,68}. \quad (6.58)$$

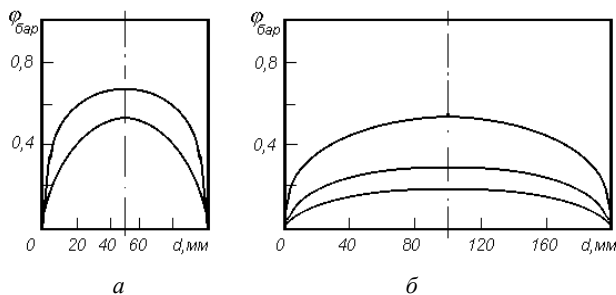


Рисунок 6.7 – Характер зміни істинного паровмісту  $\varphi_{\text{бар}}$  пароводяної суміші по діаметрах поперечних перерізів барботерів залежно від діаметрів їх корпусів і приведеної швидкості пари:

$a$  – барботер малого діаметра;  $б$  – барботер великого діаметра



Густина пароводяної суміші при барботажі, тобто при безнапірному русі парової фази в шарі пароводяної суміші, по аналогії з напірним рухом двофазних потоків (6.43), розраховується за формулою

$$\rho_{\text{сум}} = \rho' - \varphi_{\text{бар}}(\rho' - \rho''). \quad (6.59)$$

Витратними характеристиками барботажного процесу є приведена і дійсна швидкості пари. Середня швидкість води в пароводяній суміші в барботері дорівнює нулю, отже, відносна швидкість пари збігається з дійсною швидкістю:

$$w_{\text{п}} = \frac{w_0''}{\varphi_{\text{бар}}}. \quad (6.60)$$

У барботерах великого діаметра один тільки розподільний лист, занурений в об'єм пароводяної суміші, не забезпечує рівномірного розподілу пари по перерізах парових об'ємів барботерів. Тому в них для забезпечення рівномірного використання парових об'ємів встановлюються ще і спеціальні дросельні пристрої у вигляді пароприймальних щитів перед паровідвідними трубами. Гідравлічні опори дросельних пароприймальних щитів мають бути такими, щоб вони могли забезпечувати практично однаковий опір руху потоку пари у всьому паровому об'ємі і щоб вони були значно більшими від опору самого парового об'єму барботера. Гідравлічний опір дросельного пароприймального щита розраховується за формулою

$$\Delta P_{\text{п.щ}} = 0,75(w'')^2 \rho'', \quad (6.61)$$

де  $w''$  – швидкість пари в отворах щита, м/с.

У барботажних пристроях використовуються також водомірні прилади (позиція 5 на рис. 6.5), необхідні для визначення дійсного рівня межі між двофазною пароводяною сумішшю (візуально – об'ємом води) і парою по висоті барботера. Дійсний верхній рівень пароводяної суміші  $h_{\text{в}}^{\text{д}}$  відрізняється від візуальних показань водомірного приладу верхнього рівня об'єму

води  $h_B^B$ . З балансу сил, що діють на площину в перерізі, який проходить через нижній штуцер водомірного приладу, випливає, що

$$h_B^D \rho_{\text{сум}} g = h_B^B \rho' g + (h_B^D - h_B^B) \rho'' g. \quad (6.62)$$

Після ряду перетворень отримуємо

$$h_B^D = \frac{h_B^B}{1 - \varphi_{\text{бар}}}. \quad (6.63)$$

Якщо врахувати, що в барботері існує висота перехідної зони  $h_{\text{п.з}}$ , то максимальний дійсний верхній рівень об'єму води в барботері становить

$$h_{B \text{ max}}^D = h_B^D + 0,5h_{\text{п.з}}, \quad (6.64)$$

де  $h_{B \text{ max}}^D$  – відстань від площини перерізу приєднання до барботера нижнього штуцера водомірного приладу до закінчення зони переходу пароводяної суміші в пару.

## **Р О З Д І Л 7**

# **ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО, КОНСТРУКТИВНОГО І ГИДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКІВ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС**

### **7.1. Види розрахунків, завдання і етапи проектування парогенераторів АЕС**

У практиці проектування парогенераторів АЕС використовуються два основних види розрахунків, що відрізняються своїми цілями: конструктивний і перевірочний. Конструктивний розрахунок проводиться при проектуванні нової конструкції парогенератора і його метою є визначення розмірів всіх елементів парогенератора. Перевірочний розрахунок виконується з метою визначення теплових і гідравлічних параметрів і характеристик парогенератора вже відомої конструкції, розміри елементів якого задані.

В основі проектування парогенераторів для нових типів АЕС лежить їх конструктивний розрахунок. Розрахунки конструкцій парогенераторів мають бути узгоджені з розрахунками і оптимізацією іншого устаткування АЕС, її схемою і параметрами. Кінцеві результати розрахунку повинні містити всі показники, необхідні для виготовлення, монтажу і експлуатації парогенераторів.

Завдання на проектування парогенератора складається на основі результатів розрахунків теплової схеми АЕС. Завдання включає такі початкові дані: теплову потужність парогенератора; витрату теплоносія; тиск теплоносія на вході в парогенератор; температуру теплоносія на вході в парогенератор; температуру теплоносія на виході з парогенератора; витрату пари на виході з парогенератора (паропродуктивність); тиск пари на виході з парогенератора; температуру пари на виході з парогенератора; витрату пари на власні потреби; температуру живильної води на вході в парогенератор; витрату води на продування парогенератора.

Метою теплового розрахунку парогенератора є визначення розмірів теплообмінних поверхонь його елементів. Метою гідравлічного розрахунку парогенератора є визначення гідравлічних опорів в трактах теплоносія і робочої речовини та енергетичних витрат, необхідних для забезпечення руху їх потоків. На підставі теплового і гідравлічного розрахунків проводяться розрахунки на міцність, розрахунки водного режиму, розрахунки систем контролю і регулювання та інші. Всі ці види розрахунків тісно зв'язані між собою. При їх виконанні на підставі існуючого досвіду доводиться вибирати багато характеристик, коефіцієнтів, задаватися параметрами, а потім погоджувати результати різних розрахунків. Тому проектування парогенератора вимагає виконання великої кількості варіантних розрахунків методом послідовних наближень.

До кінцевих результатів розрахунків належать такі показники: тип парогенератора за способом організації руху робочої речовини, його теплова потужність, площа теплообмінних поверхонь і їх конструктивні розміри, форми і розміри різних вузлів і деталей, типи і розміри сепараційних і промивальних пристроїв.

Проектування парогенераторів, як і будь-яких інших технічних пристроїв, здійснюється в три етапи. Перший етап – ескізне проектування, другий етап – технічне проектування, третій етап – робоче проектування.

На етапі ескізного проектування для кожної можливої теплової схеми парогенератора проводяться теплові, конструктивні і гідравлічні розрахунки. Цей етап проектування завершується техніко-економічним вибором декількох найбільш доцільних варіантів теплових схем парогенератора. На етапі технічного проектування вибрані варіанти теплових схем парогенератора детально опрацьовуються, і для них детально проводяться всі необхідні види розрахунків. На цьому етапі остаточно вибираються тип парогенератора і оптимальні конструкції всіх його вузлів. Крім того, проводяться перевіірочні розрахунки, в результаті яких визначаються параметри теплоносія і робочої речовини в кожному елементі парогенератора. Вибраний (найбільш досконалий) варіант конструкції парогенератора передається для робочого проектування. Завданням робочого проектування є розробка креслень парогенератора з обґрунтуванням технології його виготовлення і монтажу.

## 7.2. Основні положення теплового розрахунку парогенераторів АЕС

Тепловий розрахунок парогенераторів АЕС є основним серед інших видів розрахунків, оскільки він дає для них необхідні початкові дані. Тепловий розрахунок проводиться на підставі рівнянь теплового балансу і теплопередачі після вибору теплової схеми парогенератора.

Компоновка парогенератора безпосередньо впливає на його параметри і теплові характеристики, які наочно можуть бути наведені на тепловій схемі. Теплова схема – це схема взаємного розташування елементів парогенератора по ходу теплоносія і робочої речовини, яка містить відомості про зміну параметрів і теплових характеристик парогенератора. З складання теплової схеми і рівнянь теплового балансу для парогенератора в цілому і його окремих елементів починається проектування парогенератора.

Для парогенератора в цілому рівняння теплового балансу записується у вигляді

$$Q_{\text{пг}} = G_{\text{т}} c_p (t'_1 - t''_1) \eta_{\text{пг}} = D_{\text{ек}} (i' - i_{\text{ж.в}}) + D_{\text{вип}} (i'' - i') + D_{\text{пп}} (i_{\text{пп}} - i'') + D_{\text{пр.п}} (i_{\text{пр.п}}^{\text{вих}} - i_{\text{пр.п}}^{\text{вх}}). \quad (7.1)$$

Для послідовно сполучених по ходу теплоносія і робочої речовини окремих елементів парогенератора рівняння теплового балансу мають такий вигляд:

$$\text{для економайзера} - Q_{\text{ек}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{лек}} - t''_{\text{лек}}) \eta_{\text{ек}} = D_{\text{ек}} (i' - i_{\text{ж.в}}); \quad (7.2)$$

$$\text{для випарника} - Q_{\text{вип}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{ливип}} - t''_{\text{ливип}}) \eta_{\text{вип}} = D_{\text{вип}} (i'' - i'); \quad (7.3)$$

для випарника, суміщеного з економайзером, –

$$Q_{\text{вип}}^{\text{сум}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{ливип}} - t''_{\text{ливип}}) \eta_{\text{вип}} = D_{\text{вип}} [(i'' - i_{\text{ж.в}}) + r] + D_{\text{пр}} (i' - i_{\text{ж.в}}); \quad (7.4)$$

для основного пароперегрівника –

$$Q_{\text{пп}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{пп}} - t''_{\text{пп}}) \eta_{\text{пп}} = D_{\text{пп}} (i_{\text{пп}} - i''); \quad (7.5)$$

для проміжного пароперегрівника –

$$Q_{\text{пр.п}} = G_{\text{т}} c_p (t'_{\text{пр.п}} - t''_{\text{пр.п}}) \eta_{\text{пр.п}} = D_{\text{пр.п}} (i_{\text{пр.п}}^{\text{вих}} - i_{\text{пр.п}}^{\text{вх}}). \quad (7.6)$$

У рівняннях (7.1)÷(7.6) прийняті такі позначення:  $Q_{\text{пр}}$  – кількість теплоти, переданої від теплоносія робочій речовині в парогенераторі (теплова потужність парогенератора) Вт;  $G_{\text{т}}$  – витрата теплоносія, кг/с;  $c_p$  – питома ізобарна теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);  $t'_1, t''_1$  – відповідно температури теплоносія на вході в парогенератор і на виході з нього, °С;  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД парогенератора;  $D_{\text{ек}}, D_{\text{вип}}, D_{\text{пп}}, D_{\text{пр.п}}$  – відповідно витрати робочої речовини через економайзер, випарник, основний пароперегрівник, проміжний пароперегрівник, кг/с;  $D_{\text{пр}}$  – витрата пари на продування парогенератора, кг/с;  $i_{\text{ж.в}}, i', i'', i_{\text{пп}}, i_{\text{пр.п}}^{\text{вих}}, i_{\text{пр.п}}^{\text{вх}}$  – відповідно ентальпії робочої речовини (живильної води, пароводяної суміші, насиченої або перегрітої пари) на вході в парогенератор, на виході з економайзера, на виході з випарника, на виході з основного пароперегрівника, на виході з проміжного пароперегрівника, на вході в проміжний пароперегрівник, Дж/кг;  $Q_{\text{ек}}, Q_{\text{вип}}, Q_{\text{вип}}^{\text{сум}}, Q_{\text{пп}}, Q_{\text{пр.п}}$  – відповідно кількості теплоти, передані від теплоносія робочій речовині в економайзері, випарнику, випарнику, суміщеному з економайзером, основному пароперегрівнику, проміжному пароперегрівнику, Вт;  $t'_{\text{ек}}, t''_{\text{ек}}, t'_{\text{вип}}, t''_{\text{вип}}, t'_{\text{пп}}, t''_{\text{пп}}, t'_{\text{пр.п}}, t''_{\text{пр.п}}$  – відповідно температури теплоносія на вході в економайзер, на виході з економайзера, на вході у випарник, на виході з випарника, на вході в основний пароперегрівник, на виході з основного пароперегрівника, на вході в проміжний пароперегрівник, на виході з проміжного пароперегрівника °С;  $\eta_{\text{ек}}, \eta_{\text{вип}}, \eta_{\text{пп}}, \eta_{\text{пр.п}}$  – відповідно ККД економайзера, випарника, основного пароперегрівника, проміжного пароперегрівника, обумовлені втратами теплоти в навколишнє середовище (їх значення знаходяться в діапазоні 0,97÷0,99);  $r$  – питома прихована теплота паротворення, Дж/кг.

З рівнянь теплового балансу окрім кількості переданої від теплоносія робочій речовині теплоти в кожному елементі парогенератора визначаються витрата теплоносія і значення його температур на вході в кожен елемент і на виході з нього.

Для розв'язання рівнянь теплового балансу необхідно мати рівняння матеріального балансу, від яких залежить від теплової схеми парогенератора.

Для теплоносія таким рівнянням є рівність, у якій витрати теплоносія через реактор  $G_p$  дорівнюють сумі його витрат через парогенератори по паралельних гілках контура:

$$G_p = \sum G_T. \quad (7.7)$$

Рівняння матеріального балансу для робочої речовини в прямотечійному парогенераторі визначається виходячи з того, що витрата робочої речовини у всіх елементах цього парогенератора однакова і дорівнює його паропроductивності:

$$D = D_{ек} = D_{вип} = D_{пп} = \text{const}. \quad (7.8)$$

Для робочої речовини парогенератора з багаторазовою циркуляцією пароводяної суміші рівняння матеріального балансу мають такий вигляд:

$$D_{ек} = D_{пп} + D_{пр} + D_{в.п}; \quad D_{вип} = D_{пп} + D_{в.п}, \quad (7.9)$$

де  $D_{в.п}$  – витрата насиченої пари на власні потреби, кг/с.

Витрата пари на продування парогенератора  $D_{пр}$  визначається на основі розрахунків водного режиму парогенератора і складає зазвичай  $0,5 \div 1,0$  % від паропроductивності парогенератора, тобто  $D_{пр} = (0,005 \div 0,01)D$ .

Відповідно до вибраної теплової схеми парогенератора на основі розв'язків рівнянь (7.1)–(7.9) будується  $t$ - $Q$ -діаграма, принциповий вид якої показаний на рис. 3.2.

При побудові  $t$ - $Q$ -діаграми слід звертати особливу увагу на вибір величини недогріву (температурного напору)  $\Delta t$  на виході теплоносія з випарника. З одного боку, зменшення  $\Delta t$  приводить до збільшення поверхонь теплообміну економайзера і випарника, що може бути економічно не виправдане, а з іншого боку, збільшення  $\Delta t$  при заданих температурах теплоносія приводить до необхідності зниження тиску і температури насичення  $t_s$  у випарнику, що негативно позначається на ККД паротур-

бінного циклу АЕС. На практиці температурний напір  $\Delta t$  на виході теплоносія з випарника зазвичай є відомою з досвіду проектування величиною для заданих температур теплоносія і робочої речовини. Оптимальне значення цього температурного напору лежить в діапазоні 10÷25 °С.

Характер  $t$ - $Q$ -діаграми зміниться, якщо в схемі парогенератора будуть відсутні які-небудь елементи або, навпаки, будуть додані.

Кількість переданої в тому або іншому елементі парогенератора теплоти  $Q$ , визначувана з рівнянь теплового балансу (7.2)÷(7.6), пов'язана з площею теплообмінної поверхні цього елемента таким рівнянням теплопередачі:

$$Q = k \cdot H \cdot \Delta t_{\text{сер}}, \quad (7.10)$$

де  $k$  – середній для теплообмінної поверхні елемента парогенератора коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\Delta t_{\text{сер}}$  – середній логарифмічний температурний напір в елементі парогенератора, °С.

Середній логарифмічний температурний напір  $\Delta t_{\text{сер}}$  залежить не тільки від значень температур теплоносія і робочої речовини на вході в елемент парогенератора і на виході з нього, але і від взаємного напрямку їх руху.

Для протитечійної або прямотечійної схем взаємного напрямку руху теплоносія і робочої речовини середній логарифмічний температурний натиск розраховується за формулою

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}, \quad (7.11)$$

де  $\Delta t_{\text{б}}$ ,  $\Delta t_{\text{м}}$  – відповідно більша і менша різниця температур теплоносія і робочої речовини на вході в елемент парогенератора і на виході з нього, °С.

Якщо  $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ , то як  $\Delta t_{\text{сер}}$  може застосовуватися значення середнього арифметичного температурного напору:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (7.12)$$



При складніших схемах омивання теплоносієм і робочою речовиною поверхонь теплообміну елементів парогенератора (наприклад, при так званій схемі перехресної течії) середній температурний напір визначається за співвідношенням

$$\Delta t_{\text{сер}} = \psi \cdot \Delta t_{\text{прот}}, \quad (7.13)$$

де  $\Delta t_{\text{прот}}$  – середній логарифмічний (або середній арифметичний) температурний напір при протитечійній схемі руху теплоносія і робочої речовини, °C;  $\psi$  – поправковий коефіцієнт, що характеризує ступінь наближення даної схеми омивання поверхні теплообміну до протитечійної і що визначається по спеціальних графіках.

Середній коефіцієнт теплопередачі  $k$  для поверхонь теплообміну елементів парогенератора, що складаються з гладких трубок, визначається за формулою

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1} \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2\lambda_{\text{ст}}} 2,31g \frac{d_{\text{зовн}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d}{d_2} \right]^{-1}, \quad (7.14)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  – відповідно коефіцієнти тепловіддачі від теплоносія до стінок трубок поверхні теплообміну і від стінок трубок поверхні теплообміну до робочої речовини, Вт/(м<sup>2</sup>·K);  $d_1, d_2$  – відповідно діаметри трубок поверхні теплообміну з боку теплоносія і робочої речовини, м;  $d_{\text{зовн}}, d_{\text{вн}}$  – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри трубок поверхні теплообміну, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінок трубок поверхні теплообміну, Вт/(м·K);  $d$  – характерний лінійний діаметр трубок, по якому визначається площа поверхні теплообміну, м.

Численні дослідження в області розрахунків теплообмінних апаратів показали, що за умови, коли  $d_{\text{зовн}}/d_{\text{вн}} < 2$  (а ця умова відповідає практично всім конструкціям теплообмінних поверхонь елементів парогенераторів з різними теплоносіями), коефіцієнт теплопередачі з точністю до 4 % може бути розрахований по простішій в порівнянні з формулою (7.14) формулі, що описує процес теплообміну через плоску стінку:

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}, \quad (7.15)$$

де  $\delta_{\text{ст}} = 0,5(d_{\text{зовн}} - d_{\text{вн}})$  – товщина стінки.

У процесі експлуатації парогенераторів на поверхнях теплообміну можлива поява шарів окисних плівок і відкладень завтовшки відповідно  $\delta_{\text{ок}}$  і  $\delta_{\text{відкл}}$ , термічні опори яких  $R_{\text{ок}}$  і  $R_{\text{відкл}}$  повинні враховуватися при розрахунку середнього коефіцієнта теплопередачі  $k$ . Для цього термічні опори  $R_{\text{ок}} = \delta_{\text{ок}} / \lambda_{\text{ок}}$ , де  $\lambda_{\text{ок}}$  – коефіцієнт теплопровідності шару окисної плівки і  $R_{\text{відкл}} = \delta_{\text{відкл}} / \lambda_{\text{відкл}}$ , де  $\lambda_{\text{відкл}}$  – коефіцієнт теплопровідності шару відкладень, мають бути додані до термічного опору стінок трубок:

$$R_{\text{ст}} = \left( \frac{d}{2\lambda_{\text{ст}}} 2,31g \frac{d_{\text{зовн}}}{d_{\text{вн}}} \right) \text{ – у формулі (7.14) або } R_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \text{ – у формулі}$$

(7.15). Термічний опір шарів окисної плівки  $R_{\text{ок}}$ , що утворюються на поверхнях трубок з вуглецевих сталей, які знаходяться у контакті з водою або водяною парою, зазвичай складає  $(5,0 \div 12,0) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ , а термічний опір шарів окисної плівки на поверхнях трубок з нержавіючих сталей –  $(0,5 \div 1,0) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ . Шари відкладень (через наявність домішок у воді), що утворюються на поверхнях трубок, також мають достатньо великий термічний опір  $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  і істотно змінюють температуру поверхонь трубок парогенераторів. Коефіцієнт теплопровідності відкладень, що часто зустрічаються і складаються із сполук кальцію і магнію,  $\lambda_{\text{відкл}}$  дорівнює близько  $0,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

З рівняння (7.10), за отриманими з рівнянь (7.2)–(7.6) значеннями кількості теплоти, переданої від теплоносія робочій речовині в окремих елементах парогенератора,  $Q_{\text{ек}}$ ,  $Q_{\text{вип}}$ ,  $Q_{\text{вип}}^{\text{сум}}$ ,  $Q_{\text{пп}}$ ,  $Q_{\text{пр.п}}$  і за отриманими для цих елементів парогенератора з рівнянь (7.11)–(7.15) значеннями  $k$  і  $\Delta t_{\text{сер}}$  визначаються розрахункові значення площ поверхонь теплообміну окремих елементів парогенератора  $H_{\text{ек}}$ ,  $H_{\text{вип}}$ ,  $H_{\text{вип}}^{\text{сум}}$ ,  $H_{\text{пп}}$ ,  $H_{\text{пр.п}}$ . У подальшому процесі проектування розрахункові значення площ поверхонь теплообміну елементів парогенератора збільшуються на  $5 \div 15 \%$ , тобто

вводяться коефіцієнти запасу, що дорівнюють  $1,05 \div 1,15$ . Це викликано недостатньою точністю формул, використовуваних в тепловому розрахунку, а також рядом чинників, що не враховуються. Слід мати на увазі, що збільшення значень площ поверхонь теплообміну елементів парогенератора в порівнянні з їх розрахунковими значеннями приводить до перерозподілу температур теплоносія і робочої речовини в цих елементах, тому для їх уточнення має бути проведений перевірочний розрахунок.

### 7.3. Основні положення конструктивного розрахунку парогенераторів АЕС

Конструктивний розрахунок парогенераторів АЕС починається з вибору основних характеристик поверхонь теплообміну окремих елементів парогенераторів, необхідних для визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  і середнього коефіцієнта теплопередачі  $k$ . Для цього на основі попереднього досвіду проектування вибираються форми поверхонь теплообміну елементів парогенераторів, схеми омивання поверхонь теплоносієм і робочою речовиною, діаметри і матеріал трубок.

Для середовища (теплоносія або робочої речовини), яке рухається усередині трубок поверхні теплообміну, знаючи її витрату і густину, і задаючись швидкістю, з рівняння збереження кількості речовини в потоці визначається сумарна площа поперечного прохідного перерізу трубок  $f_{\text{вн}}$ :

$$f_{\text{вн}} = \frac{G_{\text{вн}}}{\rho_{\text{вн}} w_{\text{вн}}}, \quad (7.16)$$

де  $G_{\text{вн}}$  – масова витрата середовища, що рухається усередині трубок, кг/с;  
 $\rho_{\text{вн}}$  – густина середовища, що рухається усередині трубок, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{\text{вн}}$  – швидкість руху середовища в трубках, м/с.

Кількість трубок визначається за рівнянням

$$n_{\text{тр}} = \frac{4f_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (7.17)$$

Після визначення сумарної площі поперечного прохідного перерізу трубок, їх кількості і вибору геометричних характеристик міжтрубного простору (розташування і кроків трубного пучка) обчислюється швидкість середовища в міжтрубному просторі  $w_{\text{мп}}$ :

$$w_{\text{мп}} = \frac{G_{\text{мп}}}{\rho_{\text{мп}} \cdot f_{\text{мп}}}, \quad (7.18)$$

де  $G_{\text{мп}}$  – масова витрата середовища, що рухається в міжтрубному просторі, кг/с;  $\rho_{\text{мп}}$  – густина середовища, що рухається в міжтрубному просторі, кг/м<sup>3</sup>;  $f_{\text{мп}}$  – площа поперечного прохідного перерізу міжтрубного простору, м<sup>2</sup>.

Якщо швидкість середовища, що рухається в міжтрубному просторі, з тих або інших причин виявляється неприйнятною (наприклад, з погляду надійності), то вона коректується шляхом зміни діаметрів і компоновки трубок в трубних пучках.

Оптимальні швидкості руху робочої речовини в окремих елементах парогенераторів знаходяться в таких діапазонах: у економайзерах – 0,5÷4,5 м/с; у випарниках з природною циркуляцією – 0,1÷2 м/с; у випарниках з примусовою циркуляцією – 0,5÷5 м/с; у пароперегрівниках з низьким тиском – 30÷50 м/с; у пароперегрівниках з середнім тиском – 20÷30 м/с; у пароперегрівниках з високим тиском – 10÷20 м/с.

Після визначення в результаті теплового розрахунку площі поверхні теплообміну елемента парогенератора  $H$ , виходячи з рівняння

$$H = \pi \cdot l \cdot d \cdot n_{\text{тр}}, \quad (7.19)$$

розраховується довжина однієї трубки поверхні теплообміну  $l$ . У формулі (7.19)  $d$  – умовний розрахунковий діаметр трубки, що входить в рівняння (7.14).

Товщина стінок трубок поверхні теплообміну елемента парогенератора розраховується так, щоб забезпечити їх міцність при максимальній робочій температурі з урахуванням можливої корозії і технології виготовлення. Для цього використовується теорія розрахунку товщини стінок циліндричних посудин, що зазнають внутрішнього тиску. Після цього визначається

зовнішній діаметр трубок  $d_{\text{зовн}}$  поверхні теплообміну елемента парогенератора.

Геометричні характеристики компоновок трубок поверхонь теплообміну і способи розміщення трубок в трубних дошках або в колекторах елементів парогенератора впливають на ефективність теплообміну і на міцність конструкції парогенератора.

Найраціональніше розміщувати трубки в трубних дошках по сторонах правильних шестикутників, що дає в розрізі рівносторонній шаховий трубний пучок. На рис.7.1. наведено схематичне зображення розміщення трубок в трубних дошках по сторонах правильних шестикутників.

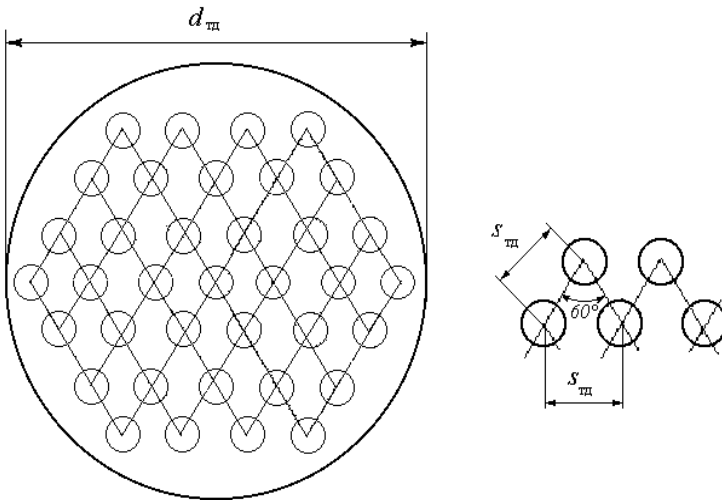


Рисунок 7.1 – Розміщення трубок в трубних дошках по сторонах правильних шестикутників

Кількість трубок  $n_{\text{тр}}$ , яку при цій схемі можна розмістити в трубній дошці, що має діаметр  $d_{\text{тд}}$ , визначається за співвідношенням

$$n_{\text{тр}} = \theta \cdot n_0, \quad (7.20)$$

де  $n_0$  – кількість трубок, які можна розмістити на площі, обмеженій вписаним в коло трубної дошки шестикутником;  $\theta$  – коефіцієнт, що враховує кількість трубок, які можна розмістити в сегментах, утворених габаритним колом трубної дошки і сторонами шестикутника: при  $n_0 = 7 \div 127$   $\theta = 1$ ; при  $n > 127$   $\theta = 1,11 \div 1,16$ .

Між кількістю трубок  $n_0$  і кількістю трубок  $n_d$ , розміщених по великій діагоналі шестикутника, існує залежність

$$n_d = \sqrt{\frac{4}{3}(n_0 - 1)} + 1. \quad (7.21)$$

Забезпечення міцності трубної дошки і кріплення трубок досягається вибором кроків розміщення трубок в трубній дошці  $s_{\text{тд}}$  (рис.7.1) і способом їх кріплення. Досвід проектування і експлуатації парогенераторів показує, що необхідним умовам міцності відповідає мінімальне значення кроку, що знаходиться в діапазоні  $(1,3 \div 1,5) d_{\text{зовн}}$ .

Внутрішні діаметри корпусів елементів парогенераторів з трубними дошками вибираються виходячи з діаметрів трубних дошок. Довжини (висоти) корпусів визначаються довжинами поверхонь теплообміну, радіусами кривизни днищ і розмірами камер. Рівномірність і повнота омивання поверхонь теплообміну забезпечується за умови відсутності різких поворотів потоків середовищ, що омивають трубні пучки, місць різкої зміни їх прохідного перерізу і застійних зон.

## **7.4. Основні положення гідравлічного розрахунку парогенераторів АЕС**

Метою гідравлічного розрахунку парогенераторів АЕС є визначення гідравлічних опорів руху потоків теплоносія і робочої речовини в контурах парогенераторів і їх гідродинамічних (газодинамічних) характеристик, а також визначення потужностей приводів насосів, що забезпечують циркуляції цих потоків. Для виконання цього виду розрахунку необхідно знати геометричні

розміри окремих елементів парогенераторів, швидкості потоків і особливості їх руху у трактах.

Основні положення гідравлічного розрахунку для визначення гідравлічних опорів і гідродинамічних (газодинамічних) характеристик для однофазних і двофазних потоків теплоносія і робочої речовини досить детально описані в шостому розділі.

Потужності приводів головних циркуляційних насосів, що забезпечують рух потоку теплоносія в контурі, і приводів живильних насосів, що забезпечують рух потоку робочої речовини в пароводяному контурі, в загальному вигляді визначаються за формулою

$$N = \frac{V \cdot \Delta P_r}{\eta} = \frac{G \cdot \Delta P_r}{\rho \eta}, \quad (7.22)$$

де  $V$  – об'ємна витрата потоку теплоносія або робочої речовини, м<sup>3</sup>/с;

$G$  – масова витрата потоку теплоносія або робочої речовини, кг/с;

$\Delta P_r$  – загальна величина гідравлічного опору контура, Па;

$\rho$  – густина середовища потоку теплоносія або робочої речовини, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta$  – ККД насоса.

Величини  $V$ ,  $G$ ,  $\rho$  відомі після завершення теплового і конструктивного розрахунків парогенератора. Загальна величина гідравлічного опору контура  $\Delta P_r$  визначається в процесі проведення гідравлічного розрахунку відповідно до рівнянь (6.13)÷(6.25), (6.48)÷(6.52), (6.61).

## Розділ 8

# ТЕПЛОВІ І ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС РІЗНИХ ТИПІВ

## 8.1. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС, що обігріваються водою під тиском

Парогенератори АЕС, що обігріваються водним теплоносієм (водою під тиском), призначені для вироблення сухої насиченої пари. Зміна температури теплоносія в цих парогенераторах відносно невелика і складає  $25\div 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  – унаслідок того, що такий елемент парогенератора, як економайзер (економайзерна ділянка), в їх тепловій схемі має невелику поверхню теплообміну. У таких умовах найбільш доцільне застосування у випарниках парогенераторів способу багаторазової природної циркуляції пароводяної суміші. Оскільки, як вже наголошувалося в третьому розділі, тиск водного теплоносія в парогенераторах цього типу вищий за тиск робочої речовини, то циркуляція теплоносія здійснюється усередині трубок, а робочої речовини – в міжтрубному просторі. Такі парогенератори, що також наголошувалося в третьому розділі, конструктивно можуть бути однокорпусними горизонтальними або вертикальними з вбудованими або виносними сепараторами.

Принципову теплову схему однокорпусного парогенератора, що обігрівається водою під тиском, наведено на рис. 8.1. Живильна вода з темпера-

турою  $t'_2$  подається в корпус парогенератора, змішується з водою, що циркулює в контурі багаторазової природної пароводяної циркуляції, надходить через економайзерну ділянку теплообмінної поверхні парогенератора в її випарну ділянку (випарник) і кипить на зовнішній поверхні трубок, усередині

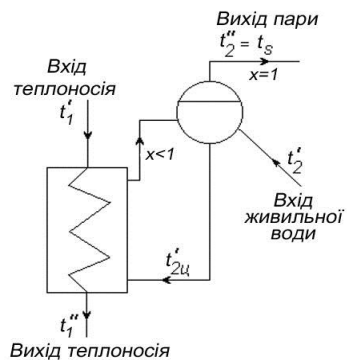


Рисунок 8.1 – Принципова теплова схема парогенератора, що обігрівається водою під тиском



яких циркулює теплоносії, забезпечуючи, таким чином, процес паротворення. Насичена пара, що утворюється, надходить в сепаратор, де вона сепарується від вологи, підвищуючи тим самим ступінь сухості пари. В результаті виробляється суха насичена пара, що надходить в турбіну АЕС.

Основні початкові дані для теплового розрахунку парогенераторів, що обігріваються водою під тиском, такі: паропроductивність парогенератора  $D$ ; тиск пари, що генерується  $P_2$ ; температура пари, що генерується,  $t_2'' = t_s(P_2)$ ; тиск живильної води  $P_{ж.в.}$ ; температура живильної води  $t_2'$ ; тиск теплоносія на вході в парогенератор  $P_1'$ ; температура теплоносія на вході в парогенератор  $t_1'$ ; тиск теплоносія на виході з парогенератора  $P_1''$ ; температура теплоносія на виході з парогенератора  $t_1''$ .

Рівняння теплового балансу для економайзерної ділянки теплообмінної поверхні парогенератора має такий вигляд:

$$Q_{ек} = (D + D_{пр})(i_s' - i_{ж.в.}), \quad (8.1)$$

де  $D_{пр} = (0,005 \div 0,01)D$  – витрата пари на продування парогенератора, кг/с;  $i_{ж.в.}$ ,  $i_s'$  – відповідно ентальпії живильної води і води при температурі насичення  $t_s$ , кДж/кг, визначувані по таблицях термодинамічних властивостей води і водяної пари у вигляді  $i_{ж.в.} = f(P_{ж.в.}, t_2')$  і  $i_s' = f(P_2, t_s)$ .

Рівняння теплового балансу для випарної ділянки теплообмінної поверхні парогенератора записується у вигляді

$$Q_{вип} = D \cdot r, \quad (8.2)$$

де  $r$  – питома прихована теплота паротворення, яка визначається по таблицях термодинамічних властивостей води і водяної пари залежно від тиску  $P_2$ .

Теплова потужність парогенератора розраховується як

$$Q_{пг} = Q_{ек} + Q_{вип}. \quad (8.3)$$

З рівняння (8.3) окрім кількості теплоти, переданої в парогенераторі від теплоносія робочій речовині, визначається витрата теплоносія за формулою

$$G = \frac{Q_{\text{пг}}}{(i_1' - i_1'') \cdot \eta}, \quad (8.4)$$

де  $\eta = 0,97 \div 0,99$  – ККД парогенератора, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище;  $i_1', i_1''$  – ентальпії теплоносія на вході в парогенератор і на виході з нього, визначувані відповідно у вигляді  $i_1' = f(P_1', t_1')$  та  $i_1'' = f(P_1'', t_1'')$ .

Кратність природної циркуляції контура задається в діапазоні  $4 \div 10$  як

$$k_{\text{ц}} = \frac{D_{\text{ц}}}{D}, \quad (8.5)$$

де  $D_{\text{ц}}$  – циркуляційна витрата води, кг/с.

Рівняння змішання двох потоків води записується у вигляді

$$D_{\text{ц}} i_{\text{ц}} = D \cdot i_{\text{ж.в}} + (D_{\text{ц}} - D) \cdot i_S' \quad (8.6)$$

або

$$k_{\text{ц}} i_{\text{ц}} = i_{\text{ж.в}} + (k_{\text{ц}} - 1) \cdot i_S'. \quad (8.7)$$

Звідси

$$i_{\text{ц}} = \frac{i_{\text{ж.в}} + (k_{\text{ц}} - 1) \cdot i_S'}{k_{\text{ц}}}. \quad (8.8)$$

Значення ентальпії води на виході з випарної ділянки теплообмінної поверхні парогенератора визначається за формулою

$$i_2'' = i_1' - \frac{Q_{\text{вип}}}{G \cdot \eta}, \quad (8.9)$$

а потім за набутим значенням ентальпії  $i_2''$  і тиску  $P_2$  визначається температура  $t_2''$ .

На підставі отриманих даних будується  $t - Q$ -діаграма (рис. 8.2). При побудові діаграми процес підвищення температури в результаті змішання живильної води з водою контура багаторазової природної циркуляції зображається вертикальною лінією від  $t_2'$  до  $t_{2\text{ц}}'$ , а в залежності  $(t' - t'') = f(Q)$  враховується зміна теплоємності теплоносія.

Кількість трубок в парогенераторі визначається залежно від прийнятої конструкції парогенератора і швидкості потоку теплоносія. Варіантні розрахунки зазвичай виконуються для декількох значень швидкості теплоносія.

Внутрішній діаметр трубок поверхні теплообміну парогенератора визначається як

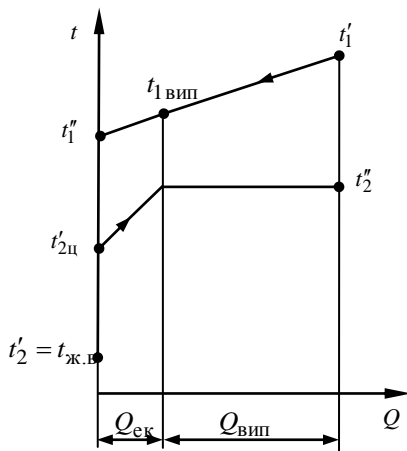


Рисунок 8.2 –  $t-Q$ -діаграма парогенератора, що обігрівается водою під тиском

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{зовн}} - 2\delta_{\text{ст}},$$

де  $\delta_{\text{ст}}$  – товщина стінок трубок.

Площа поперечного прохідного перерізу однієї трубки визначається як

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}.$$

Сумарна площа поперечного прохідного перерізу всіх трубок парогенератора складає

$$f = G / (\rho \cdot w),$$

де  $G$  – масова витрата теплоносія, кг/с;  $\rho$  – густина середовища теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $w$  – швидкість теплоносія, м/с.

Кількість теплопередавальних трубок в парогенераторі обчислюється як відношення

$$n = f / f_{\text{тр}}.$$

Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі і густини теплового потоку у випарній ділянці поверхні теплообміну парогенератора здійснюється

для умов входу в нього і виходу з нього для декількох швидкостей теплоносія в такій послідовності.

Розраховується коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінок трубок (відповідно до формули (6.7):

$$\alpha_{1\text{вип}} = 0,021(\lambda/d)\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{0,43}C_tC_l, \quad (8.10)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);  $d$  – характерний лінійний розмір (діаметр), м;  $C_t = 1$  і  $C_l = 1$ .

Визначається термічний опір для умов тепловіддачі від теплоносія до стінок трубок:

$$R_{1\text{вип}} = 1/\alpha_{1\text{вип}}. \quad (8.11)$$

Визначається термічний опір стінок трубок:

$$R_{\text{ст}} = \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}, \quad (8.12)$$

де  $\delta_{\text{ст}} = (d_{\text{зовн}} - d_{\text{вн}})/2$ ;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінок трубок при температурі стінки  $t_{\text{ст}}$ , Вт/(м·К).

На підставі існуючого досвіду експлуатації приймається значення термічного опору шару окисних плівок, що утворюються на трубках поверхні теплообміну,  $R_{\text{ок}}$ . Як наголошувалося в цьому розділі, для трубок з вуглецевої сталі воно знаходиться в діапазоні  $(5,0 \div 12,0) \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>·К/Вт, а для трубок з аустенітної сталі – в діапазоні  $(0,5 \div 1,0) \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>·К/Вт.

Приймається (також на підставі існуючого досвіду експлуатації) значення термічного опору шару відкладень на стінках трубок  $R_{\text{відкл}}$ .

Як вже наголошувалося, воно знаходиться в діапазоні  $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>·К/Вт.

Потім методом послідовних наближень розраховуються коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок випарної ділянки до киплячої води і відповідний до нього термічний опір за формулами:

$$\alpha_{2\text{вип}} = 8,22 \cdot q_{\text{вип}}^{0,7}; \quad R_{2\text{вип}} = 1/\alpha_{2\text{вип}}. \quad (8.13)$$

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{2\text{вип}}$  визначається методом послідовних наближень таким чином.

Спочатку за значенням теплового потоку  $q_{\text{вип}}$ , що задається у формулу (8.13), обчислюється  $\alpha_{2\text{вип}}$  і розраховується коефіцієнт теплопередачі  $k_{\text{вип}}$  для випарної ділянки за формулою

$$k_{\text{вип}} = \left[ 1 / \alpha_{1\text{вип}} + \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + R_{\text{ок}} + R_{\text{відкл}} + 1 / \alpha_{2\text{вип}} \right]^{-1}. \quad (8.14)$$

Потім розраховується густина теплового потоку на вході теплоносія у випарну ділянку  $q'_{\text{вип}} = k_{\text{вип}}(t'_1 - t''_2)$  і на виході з неї  $q''_{\text{вип}} = k_{\text{вип}}(t_{1\text{вип}} - t''_2)$ .

Якщо відношення значень теплового потоку на вході у випарну ділянку і на виході з неї  $q'_{\text{вип}}/q''_{\text{вип}}$  знаходиться в інтервалі  $0,95 \div 1,05$ , то набуті значення  $\alpha_{2\text{вип}}$  і  $k_{\text{вип}}$  можна вважати за остаточні. Якщо ця умова не виконується, то задається нове значення  $q_{\text{вип}}$  і розрахунок повторюється до виконання необхідної умови.

Для визначення площі теплообмінної поверхні і довжини трубок випарної ділянки парогенератора початковими даними є: середній для цієї ділянки коефіцієнт теплопередачі  $k_{\text{вип}}$  (у випадку, якщо коефіцієнти теплопередачі на вході  $k'_{\text{вип}}$  і виході  $k''_{\text{вип}}$  відрізняються один від одного), середній логарифмічний температурний напір і кількість трубок.

Середній коефіцієнт теплопередачі  $k_{\text{вип}}$  визначається як середнє арифметичне значення між  $k'_{\text{вип}}$  і  $k''_{\text{вип}}$ :

$$k_{\text{вип}} = (k'_{\text{вип}} + k''_{\text{вип}}) / 2.$$

Середній логарифмічний температурний напір розраховується за формулою

$$\Delta t_{\text{вип}}^{\text{сер}} = \frac{\Delta t_{\text{вип}}^{\text{б}} - \Delta t_{\text{вип}}^{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\text{вип}}^{\text{б}}}{\Delta t_{\text{вип}}^{\text{м}}}}, \quad (8.15)$$

де  $\Delta t_{\text{вип}}^6 = (t_1' - t_2'')$  – більший температурний напір, °С;

$\Delta t_{\text{вип}}^M = (t_{1\text{вип}} - t_2'')$  – менший температурний напір, °С.

Розрахункова площа теплообмінної поверхні випарної ділянки парогенератора складає

$$H_{\text{вип}}^p = \frac{Q_{\text{вип}}}{k_{\text{вип}} \cdot \Delta t_{\text{вип}}^{\text{сеп}}}. \quad (8.16)$$

Розрахункова довжина всіх трубок випарної ділянки обчислюється за формулою

$$L_{\text{вип}}^p = \frac{H_{\text{вип}}^p}{\pi \cdot d^{\text{сеп}}}, \quad (8.17)$$

де  $d^{\text{сеп}} = 0,5(d_{\text{зовн}} - d_{\text{вн}})$ , а розрахункова довжина однієї трубки – за формулою

$$l_{\text{вип}}^p = \frac{L_{\text{вип}}^p}{n_{\text{вип}}}, \quad (8.18)$$

де  $n_{\text{вип}}$  – кількість трубок теплообмінної поверхні випарної ділянки.

Розрахунки коефіцієнтів теплопередачі, густини теплового потоку і площі теплообмінної поверхні економайзерної ділянки парогенератора здійснюються таким чином.

Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки  $\alpha_{1\text{ек}}$  розраховується, як і для випарної ділянки, за формулою (6.7). Відповідний до нього термічний опір  $R_{1\text{ек}}$ , термічний опір стінок трубок  $R_{\text{ст}}$  і термічні опори шару окисних плівок  $R_{\text{ок}}$  і шару відкладень  $R_{\text{відкл}}$  розраховуються за тими же формулами і приймаються в тих же діапазонах, що і для випарної ділянки парогенератора (формули (8.11) і (8.12)); коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до робочої речовини  $\alpha_{2\text{ек}}$  визначається за формулою (6.12), а термічний опір  $R_{2\text{ек}}$  – за формулою (8.13).

Коефіцієнт теплопередачі для економайзерної ділянки парогенератора визначається за формулою

$$k_{\text{ек}} = \left[ 1/\alpha_{1\text{ек}} + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + R_{\text{ок}} + R_{\text{відкл}} + 1/\alpha_{2\text{ек}} \right]^{-1}. \quad (8.19)$$

Потім розраховуються більший температурний напір  $\Delta t_{\text{ек}}^{\bar{}} = (t_1'' - t_{2\text{ц}}')$  і менший температурний напір  $\Delta t_{\text{ек}}^{\text{м}} = (t_{1\text{вип}} - t_2'')$ .

Оскільки зазвичай для економайзерних ділянок поверхонь теплообміну однокорпусних парогенераторів, що обігріваються водою під тиском, відношення температурних напорів  $\Delta t_{\text{ек}}^{\bar{}}/\Delta t_{\text{ек}}^{\text{м}} < 1,7$ , то середній температурний напір  $\Delta t_{\text{ек}}^{\text{сеп}}$  визначається як середній арифметичний за формулою  $\Delta t_{\text{ек}}^{\text{сеп}} = (\Delta t_{\text{ек}}^{\bar{}} + \Delta t_{\text{ек}}^{\text{м}})/2$ .

Отримані величини дозволяють визначити площу теплообмінної поверхні економайзерної ділянки однокорпусного парогенератора, що обігрівається водою під тиском:

$$H_{\text{ек}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{ек}}}{k_{\text{ек}} \cdot \Delta t_{\text{ек}}^{\text{сеп}}}. \quad (8.20)$$

Повна площа теплообмінної поверхні однокорпусного парогенератора, що обігрівається водою під тиском,  $H$  є сумою розрахованих за формулами (8.16) і (8.20) поверхонь його економайзерної і випарної ділянок, узятую з певним запасом. Тобто розрахована за цими формулами площа теплообмінної поверхні парогенератора визначається як

$$H_{\text{р}} = H_{\text{вип}}^{\text{р}} + H_{\text{ек}}^{\text{р}}, \quad (8.21)$$

а площа теплообмінної поверхні парогенератора, що приймається, як

$$H = k_3 \cdot H_{\text{р}}, \quad (8.22)$$

де  $k_3 = 1,05 \div 1,15$  – коефіцієнт запасу площі теплообмінної поверхні парогенератора.

Після визначення площі теплообмінної поверхні розраховуються довжина всіх трубок парогенератора і довжина однієї трубки.

Довжина всіх трубок парогенератора розраховується за формулою

$$L = H / \pi d_{\text{сеп}}, \quad (8.23)$$

а довжина однієї трубки – за формулою

$$l = L / n , \quad (8.24)$$

де  $n$  – кількість теплообмінних трубок в парогенераторі.

Після цього визначаються конструктивні характеристики пучка трубок всієї поверхні теплообміну парогенератора, діаметри вхідних і вихідних патрубків трубопроводів теплоносія і робочої речовини, патрубків трубопроводів продування парогенератора. Діаметри патрубків визначаються виходячи з умов допустимих швидкостей  $w$  різних середовищ в трубопроводах: для води  $w \leq 10$  м/с, для пари високого тиску  $w \leq 20$  м/с, для пари низького тиску  $w \leq 50$  м/с.

Для проведення гідравлічного розрахунку парогенератора необхідне знання всіх конструктивних розмірів і особливостей функціонування його окремих елементів (ділянок).

На початку гідравлічного розрахунку необхідно визначити середню температуру теплоносія на вході в парогенератор і на виході з нього:

$$t_{\text{сер}} = 0,5(t'_1 + t''_1). \quad (8.25)$$

Знаючи середню температуру теплоносія і його тиск, визначаються середня динамічна в'язкість теплоносія  $\mu_{\text{сер}}$  за даними таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари, а також середнє значення густини теплоносія  $\rho_{\text{сер}}$ .

Гідравлічний опір трубок теплообмінної поверхні парогенератора розраховується в такій послідовності.

Визначається перехідне число Рейнольдса, яке ділить область турбулентної течії  $Re > Re_{\text{кр}}$  на перехідну область, в якій режим руху водного теплоносія є недостатньо стійким, і на область, в якій існує його стійкий розвинений турбулентний режим руху:

$$Re_{\text{п}} = 120 \frac{d_{\text{вн}}}{\delta_{\text{ш}}},$$

де  $\delta_{\text{ш}} = \frac{e}{d_{\text{вн}}}$  – відносна шорсткість внутрішньої поверхні трубок, визначувана як відношення висоти виступів шорсткості  $e$  до внутрішнього



діаметра трубок  $d_{\text{вн}}$ . Для сталевих нових трубок, що не піддалися корозії,  $e = 0,06 \div 0,1$  мм, для трубок, що мало прокородували (в умовах середнього часу експлуатації),  $e = 0,1 \div 0,2$  мм, для трубок, що сильно прокородували після тривалої експлуатації,  $e \geq 0,5$  мм.

Розраховується швидкість теплоносія в трубках:

$$w = \frac{G}{f_{\text{тр}} \cdot n \cdot \rho_{\text{сер}}}.$$

Проводиться розрахунок числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{\text{сер}}}{\mu_{\text{сер}}}.$$

Визначається коефіцієнт тертя  $\xi_{\text{т}}$ , який залежить від режиму руху водного теплоносія і стану внутрішньої поверхні трубок (шорсткості  $\delta_{\text{ш}}$ ). Для режимів, коли  $\text{Re} > \text{Re}_{\text{п}}$ , тобто при стійкій розвиненій турбулентній течії маємо

$$\xi_{\text{т}} = 1,74 + 21 \lg(r_{\text{вн}} / \delta_{\text{ш}}),$$

де  $r_{\text{вн}}$  – внутрішній радіус трубок, мм.

Визначається сумарний коефіцієнт місцевих гідравлічних опорів:

$$\xi_{\text{м}} = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{вих}},$$

де  $\xi_{\text{вх}}$  – коефіцієнт гідравлічного опору руху потоку теплоносія на вході в трубки;  $\xi_{\text{пов}}$  – коефіцієнт гідравлічного опору руху потоку теплоносія в трубках при повороті на  $90^\circ$ ;  $\xi_{\text{вих}}$  – коефіцієнт гідравлічного опору руху потоку теплоносія на виході з трубок.

Потім обчислюється сумарний коефіцієнт гідравлічного опору руху потоку теплоносія в трубках:

$$\xi = \xi_{\text{м}} + \xi_{\text{т}}(l / d_{\text{вн}}).$$

Величина загального гідравлічного опору трубок теплообмінної поверхні парогенератора визначається за формулою

$$\Delta P_r = \xi \cdot \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot w^2}{2}. \quad (8.26)$$

За величиною загального гідравлічного опору трубок парогенератора розраховується потужність приводу головного циркуляційного насоса, що витрачається на подолання цього опору:

$$N = \frac{G \cdot \Delta P}{\rho_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{г.ц.н}}}, \quad (8.27)$$

де  $\eta_{\text{г.ц.н}} = 0,85 \div 0,95$  – ККД головного циркуляційного насоса.

## 8.2. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС, що обігріваються рідким металом

Теплова схема парогенераторів АЕС, що обігріваються рідкометалевими теплоносіями (рідким металом), повинна забезпечувати в його елементах достатньо великий температурний напір між теплоносієм і робочою речовиною, особливо в зоні «кінець економайзера – початок випарника».

Рідкі метали мають високу теплопровідність і відносно низьку питому теплоємність. Унаслідок низької питомої теплоємності зміни температур рідкометалевих теплоносіїв в парогенераторах виявляються вельми значними ( $150 \div 200$  °C). Нерівномірності в розподілі швидкостей теплоносіїв по поперечних перерізах міжтрубного простору парогенераторів, що обігріваються рідким металом, приводять до нерівномірностей температури в пучках трубок, а отже, і температурних напорів і густини теплових потоків. Висока теплопровідність рідких металів обумовлює високі коефіцієнти тепловіддачі, що в сукупності з великими температурними напорами приводить до значної густини теплових потоків.

Порядок теплового і гідравлічного розрахунків парогенераторів, що обігріваються рідким металом, розглянемо на прикладі прямотечійного парогенератора, схема якого показана на рис. 8.3. У цьому парогенераторі робоча речовина тече в трубках, а рідкометалевий теплоносіє – в міжтрубному просторі. Парогенератор складається з  $m$

секцій (паралельних контурів), кожна з яких має три елементи: випарник, основний пароперегрівник, проміжний пароперегрівник.

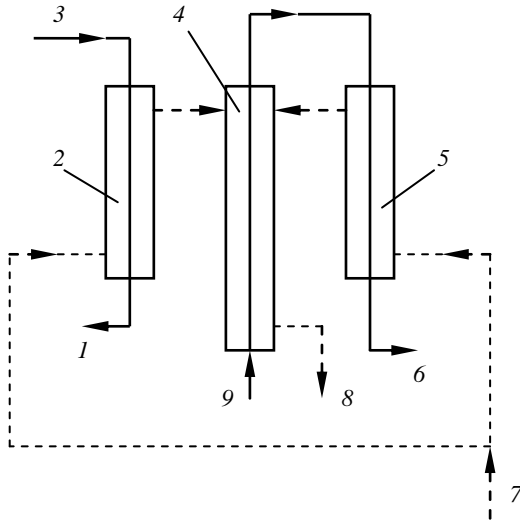


Рисунок 8.3 – Схема прямотечіного парогенератора що обігрівається рідким металом:

1 – вихід пари з проміжного пароперегрівника; 2 – проміжний пароперегрівник; 3 – вхід пари в проміжний пароперегрівник; 4 – випарник; 5 – основний пароперегрівник; 6 – вихід пари з основного пароперегрівника; 7 – вхід теплоносія; 8 – вихід теплоносія; 9 – вхід живильної води

Початковими даними для теплового і гідравлічного розрахунків даного типу парогенератора є такі: паропроductивність парогенератора  $D$ ; температура живильної води  $t'_2$ ; тиск теплоносія на вході в парогенератор  $P'_1$ ; температура теплоносія на вході в парогенератор  $t'_1$ ; тиск теплоносія на виході з парогенератора  $P''_1$ ; температура теплоносія на виході з парогенератора  $t''_1$ ; тиск пари на виході з випарника  $P_{\text{вип}}$ ; температура пари на виході з випарника  $t'_{2п}$ ; тиск пари на виході з

основного пароперегрівника  $P_{\Pi}$ ; температура пари на виході з основного пароперегрівника  $t''_{2\Pi}$ ; витрата пари через проміжний пароперегрівник  $D_{\Pi\Pi}$ ; температура пари на вході в проміжний пароперегрівник  $t'_{2\Pi\Pi}$ ; тиск пари на виході з проміжного пароперегрівника  $P_{\Pi\Pi}$ ; температура пари на виході з проміжного пароперегрівника  $t''_{2\Pi\Pi}$ ; величина перегріву пари у випарнику  $\delta t = (t'_{2\Pi} - t_S)$ .

На рис. 8.4 наведено  $t$ - $Q$ -діаграму даного прямотечійного парогенератора, що обігривається рідким металом. У цьому парогенераторі поверхня теплообміну, в якій відбувається процес випаровування живильної води, тобто випарник, включає частину економайзерної ділянки, власне випарну ділянку і частину ділянки основного перегріву пари. Основний пароперегрівник і проміжний пароперегрівник включені в контур теплоносія паралельно. Витрати теплоносія через основний і проміжний пароперегрівники вибираються так, щоб температури теплоносія на виході з них (на вході у випарник) були рівні або достатньо близькі.

Кількості теплоти, що передаються робочій речовині в елементах парогенератора, розраховуються за формулами (7.1)÷(7.6). Для визначення ентальпії робочої речовини в елементах парогенератора (по таблицях термодинамічних властивостей води і водяної пари) потрібні значення його температури і тиску, оскільки  $i = f(t, P)$ . Зміна тиску робочої речовини по тракту визначається в процесі гідравлічного розрахунку елементів парогенератора. Якщо позначити зміни тиску в основному пароперегрівнику як  $\Delta P_{\Pi}$ , у випарнику – як  $\Delta P_{\text{вип}}$ , а у проміжному пароперегрівнику – як  $\Delta P_{\Pi\Pi}$ , то тиск пари на вході в основний пароперегрівник визначається за рівнянням

$$P'_{\Pi} = P_{\Pi} + \Delta P_{\Pi}; \quad (8.28)$$

тиск пари на вході в проміжний пароперегрівник – за рівнянням

$$P'_{\Pi\Pi} = P_{\Pi\Pi} + \Delta P_{\Pi\Pi}; \quad (8.29)$$

тиск живильної води – за рівнянням

$$P_{ж.в} = P'_{вип} = P'_{п} + \Delta P_{вип} . \quad (8.30)$$

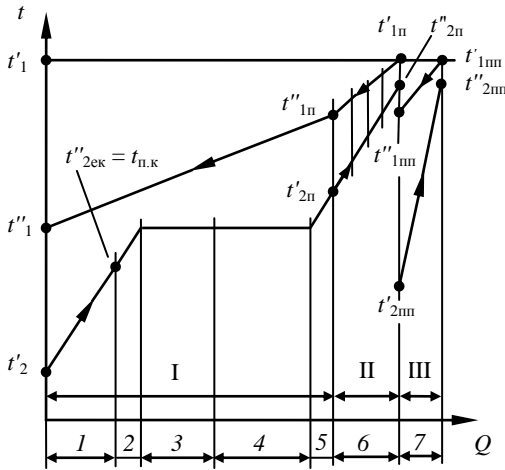


Рисунок 8.4 –  $t$ - $Q$ -діаграма проточного парогенератора, що обігрівается рідким металом:

I – випарник; II – основний пароперегрівник; III – проміжний пароперегрівник;

1 – зона конвекції однофазної рідини; 2 – зона поверхневого кипіння; 3 – зона розвинутого кипіння; 4 – «закризисна» зона; 5 – зона перегріву пари в кінці випарника; 6 – зона перегріву пари в основному пароперегрівнику; 7 – зона перегріву пари в проміжному пароперегрівнику

Кількості теплоти, що передаються від теплоносія робочій речовині в економайзерній (зони 1, 2, рис. 8.4), випарній (зони 3, 4, рис. 8.4) і пароперегрівній (зони 5, 6, рис. 8.4) ділянках випарника, відповідно  $Q_{вип.ек}$ ,  $Q_{вип.вип}$ ,  $Q_{вип.пп}$ , обчислюються за такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{вип.ек}} &= D[i(t''_{2\text{ек}}, P_{\text{вип}}) - i(t'_2, P'_{\text{вип}})] \\ Q_{\text{вип.вип}} &= Dr + D[i(t_S, P_{\text{вип}}) - i(t''_{2\text{ек}}, P_{\text{вип}})] \\ Q_{\text{вип.пп}} &= D[i(t'_{2\text{п}}, P'_{\text{п}}) - i(t_S, P_{\text{вип}})] \end{aligned} \right\}. \quad (8.31)$$

Теплові потужності випарника, основного пароперегрівника і проміжного пароперегрівника відповідно складають:

$$Q_{\text{вип}} = Q_{\text{вип.ек}} + Q_{\text{вип.вип}} + Q_{\text{вип.пп}}. \quad (8.32)$$

$$Q_{\text{п}} = D[i(t''_{2\text{п}}, P_{\text{п}}) - i(t'_{2\text{п}}, P'_{\text{п}})]. \quad (8.33)$$

$$Q_{\text{пп}} = D[i(t''_{2\text{пп}}, P'_{\text{пп}}) - i(t'_{2\text{пп}}, P_{\text{пп}})]. \quad (8.34)$$

Теплова потужність парогенератора з урахуванням втрат в навколишнє середовище визначається за таким рівнянням:

$$Q_{\text{пт}} = \frac{Q_{\text{вип}} + Q_{\text{п}} + Q_{\text{пп}}}{\eta_{\text{пт}}}, \quad (8.35)$$

де  $\eta_{\text{пт}}$  – ККД парогенератора.

Загальна витрата теплоносія через парогенератор обчислюється за формулою

$$G = Q_{\text{пт}} / c_p^{\text{сеп}} (i'_1 - i''_1), \quad (8.36)$$

де  $c_p^{\text{сеп}}$  – середня питома ізобарна теплоємність теплоносія, визначувана за значеннями питомих ізобарних теплоємностей теплоносія на вході в парогенератор  $c'_{p1}$  і на виході з нього  $c''_{p1}$  як  $c_p^{\text{сеп}} = (c'_{p1} + c''_{p1}) / 2$ .

Витрати теплоносія через основний і проміжний пароперегрівники  $G_{\text{п}}$  та  $G_{\text{пп}}$  визначаються шляхом розв'язання системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} G &= G_{\text{п}} + G_{\text{пп}} \\ Q_{\text{п}} &= G_{\text{п}} c_{p\text{п}} (t'_{1\text{п}} - t''_{1\text{п}}) \\ Q_{\text{пп}} &= G_{\text{пп}} c_{p\text{пп}} (t'_{1\text{пп}} - t''_{1\text{пп}}) \end{aligned} \right\}. \quad (8.37)$$

Якщо  $t'_{\text{п}} = t'_{\text{пп}} = t'_1$  та  $t''_{\text{п}} = t''_{\text{пп}}$ , то система рівнянь має такий розв'язок

$$G_{\text{п}} = \frac{GQ_{\text{п}}}{Q_{\text{п}} + Q_{\text{пп}}}; \quad G_{\text{пп}} = \frac{GQ_{\text{пп}}}{Q_{\text{п}} + Q_{\text{пп}}}. \quad (8.38)$$

Розрахунки температур теплоносія по ділянках поверхні теплообміну (елементам) парогенератора проводяться на підставі рівняння теплового балансу

$$t''_{li} = t'_{li} - Q_i / G_i c_{pi}^{\text{сеп}} \eta_i, \quad (8.39)$$

де  $t'_{li}, t''_{li}$  – температури теплоносія на вході в  $i$ -ту ділянку, що розглядається, і на виході з неї, °C;  $G_i$  – витрата теплоносія через  $i$ -ту ділянку, кг/с;  $c_{pi}^{\text{сеп}}$  – середня питома ізобарна теплоємність теплоносія в тракці  $i$ -ї ділянки, кДж/(кг·K);  $\eta_i$  – коефіцієнт, що враховує втрати в навколишнє середовище в  $i$ -й ділянці.

Розрахунок випарника парогенератора, що обігрівається рідким металом, виконується в такій послідовності.

Спочатку вибирається матеріал трубок теплообмінної поверхні випарника. Цей вибір здійснюється на основі аналізу температурних умов, можливої корозії, утворення відкладень і інших експлуатаційних і технологічних чинників. Потім визначаються внутрішній діаметр і товщина стінок трубок на підставі положень конструктивного розрахунку парогенераторів, описаних в сьомому розділі.

Обчислюється кількість трубок для всієї випарної поверхні парогенератора за формулою

$$n_{\text{вип}} = D / (mf' \cdot w\rho), \quad (8.40)$$

де  $D$  – витрата живильної води, кг/с;  $m$  – кількість паралельних контурів в парогенераторі (кількість секцій випарника);  $w$  – швидкість живильної води на вході в трубки випарника, м/с;  $\rho$  – густина живильної води, кг/м<sup>3</sup>;  $f'$  – поперечний прохідний переріз однієї трубки, м<sup>2</sup>.

Витрати теплоносія і живильної води через одну секцію випарника відповідно становлять

$$G' = G / m ; \quad D' = D / m . \quad (8.41)$$

Вибираються геометричні характеристики розміщення трубок у випарнику і обчислюються поперечні прохідні перерізи теплоносія і робочої речовини, а потім швидкість теплоносія:

$$w_{1\text{вип}} = G' / (\rho_1 \cdot f_1) .$$

Площа теплообмінної поверхні випарника розраховується окремо для кожної з його зон: для зони конвекції однофазної рідини; зони поверхневого кипіння; зони розвиненого кипіння з температурою  $t_S$ ; «закризисної» зони; зони початкового перегріву пари (рис. 8.4). Межа зони  $I$  визначається по температурі початку кипіння живильної води ( $t''_{2\text{ек}} = t_{\text{п.к}}$ ), яке починається при рівності температури стінок трубок температурі насичення  $t_{\text{ст}} = t_{w2} = t_S$ . Межі решти зон зрозумілі з рис. 8.4.

Температура пари на виході з випарника визначається як

$$t''_{2\text{вип}} = t'_{2\text{п}} = t_S + \delta t , \quad (8.42)$$

де  $\delta t$  – перегрів пари, що задається, на виході з випарника (зони 5).

Коефіцієнти теплопередачі в кожній зоні обчислюються за формулою (7.14) або за формулою (7.15) з урахуванням термічного опору шару окисних плівок і шару відкладень з боку води. Окисні плівки і відкладення з боку рідкометалевого теплоносія (у разі використання як теплоносія натрію, сплавів натрію і калію або інших лужних металів) практично відсутні і можуть не враховуватися. З рівнянь теплового балансу обчислюються температури теплоносія на початку і в кінці кожної зони, а потім середні логарифмічні температурні напори за формулою (7.11), площі теплообмінних поверхонь кожної зони, виходячи з формули (7.10), і довжини трубок випарника з урахуванням коефіцієнта запасу  $k_3 = 1,05 \div 1,15$ .

Тепловий і гідравлічний розрахунки основного пароперегрівника парогенератора, що обігрівается рідким металом, мають свої особливості.

Початковими даними для теплового і гідравлічного розрахунків основного пароперегрівника є: витрата пари через одну секцію основного



пароперегрівника  $D'_n = D_n / m$ ; витрата теплоносія через одну секцію основного пароперегрівника  $G'_n = G_n / m$ ; температури пари  $t'_{2n}, t''_{2n}$  відповідно на вході в основний пароперегрівник і на виході з нього; температури теплоносія  $t'_1, t''_1$  відповідно на вході в основний пароперегрівник і на виході з нього.

Для визначення основних розрахункових величин використовуються формули (8.28)÷(8.39). Потім, після вибору матеріалу поверхні теплообміну основного пароперегрівника, зовнішнього і внутрішнього діаметрів трубок і геометричних характеристик його міжтрубного простору, обчислюються поперечні прохідні перерізи теплоносія і пари, а потім їх швидкості. Для визначення площі теплообмінної поверхні основного пароперегрівника (зона б на рис. 8.4) вона ділиться на  $i$ -ту кількість ділянок так, щоб температури рідкометалевого теплоносія на межах ділянок (вході і виході) забезпечували відношення питомих ізобарних теплоємностей теплоносія  $c_{p \text{ вх}} / c_{p \text{ вих}} < 1,4$ . Для кожної  $i$ -ї ділянки за рівнянням теплового балансу розраховується кількість переданої від теплоносія робочій речовині теплоти  $Q_i$ . Потім обчислюються коефіцієнти тепловіддачі від стінок трубок до пари на вході  $\alpha_{\text{вх}}$  і виході  $\alpha_{\text{вих}}$  пари з основного пароперегрівника за формулою (6.2), в якій критерій  $Nu_t$  визначається при середній температурі пари  $t$  у пароперегрівнику за таким рівнянням:

$$Nu_t = 0,028 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} (\rho_w / \rho_t)^{1,15},$$

де  $\rho_w, \rho_t$  – відповідно густина пари при температурі стінки трубки і середній температурі пари,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Потім лінійною інтерполяцією визначаються коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_i$  і теплопередачі  $k_i$  на межах кожної вибраної ділянки пароперегрівника, середнє арифметичне значення останніх для кожної ділянки  $k_i^{\text{ср}}$ , температурний напір  $\Delta t_i$  і площа теплообмінної поверхні  $H_i$  для кожної ділянки.

Площа теплообмінної поверхні всього основного пароперегрівника визначається підсумовуванням площ теплообмінних поверхонь ділянок  $H_i$  з урахуванням коефіцієнта запасу:

$$H_{\text{пп}} = (1,05 \div 1,15) \sum H_i. \quad (8.43)$$

Тепловий і гідравлічний розрахунки проміжного пароперегрівника парогенератора, що обігрівается рідким металом, також мають свої особливості.

Початковими даними для теплового і гідравлічного розрахунків проміжного пароперегрівника є: витрата пари через одну секцію проміжного пароперегрівника  $D'_{\text{пп}} = D_{\text{пп}} / m$ ; витрата теплоносія через одну секцію проміжного пароперегрівника  $G'_{\text{пп}} = G_{\text{пп}} / m$ ; температури пари  $t'_{2\text{пп}}$ ,  $t''_{2\text{пп}}$  відповідно на вході в проміжний пароперегрівник і на виході з нього; температури теплоносія  $t'_{1\text{пп}}$ ,  $t''_{1\text{пп}}$  відповідно на вході в проміжний пароперегрівник і на виході з нього.

Оскільки, унаслідок низького тиску в проміжному пароперегрівнику парогенератора з рідкометалевим теплоносієм, теплофізичні властивості теплоносія змінюються не так значно, як при вищому тиску в основному пароперегрівнику, то не виникає необхідності проводити розрахунок по його окремих ділянках. Коефіцієнти теплопередачі  $k'_{2\text{пп}}$  і  $k''_{2\text{пп}}$  обчислюються з початку і кінця проміжного пароперегрівника відповідно, а потім визначається їх середнє арифметичне значення  $k^{\text{сеп}}_{\text{пп}}$ . Середній температурний напір  $\Delta t^{\text{сеп}}_{\text{пп}}$  визначається як середній логарифмічний за формулою (7.11), в якій  $\Delta t_{\text{б}} = \Delta t_{\text{пп}}^{\text{б}} = t''_{1\text{пп}} - t'_{2\text{пп}}$ ;  $\Delta t_{\text{м}} = \Delta t_{\text{пп}}^{\text{м}} = t'_{1\text{пп}} - t''_{2\text{пп}}$ . Теплова потужність проміжного пароперегрівника  $Q_{\text{пп}}$  обчислюється за формулою (8.34).

Площа теплообмінної поверхні проміжного пароперегрівника визначається як

$$H_{\text{пп}} = Q_{\text{пп}} / (m \cdot k^{\text{сеп}}_{\text{пп}} \cdot \Delta t^{\text{сеп}}_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{пп}}), \quad (8.44)$$

де  $\eta_{\text{пп}} = 0,85 \div 0,95$  – ККД проміжного пароперегрівника.

Після визначення площ поверхонь теплообміну випарника, основного пароперегрівника і проміжного пароперегрівника, включаючи визначення всіх їх конструктивних розмірів, виконується гідравлічний розрахунок парогенератора по контурах рідкометалевого теплоносія і робочої речовини. Загальна величина гідравлічного опору контурів визначається відповідно до рівнянь  $(6.13) \div (6.25)$  і  $(6.48) \div (6.52)$ . При цьому особливу увагу слід звернути на вибір знака нівелірного опору у формулі  $(6.15)$ .

### 8.3. Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів АЕС з багаторазовою примусовою циркуляцією у випарнику

Теплообмінними поверхнями нагріву в парогенераторах цього типу є прямотрубні секції. Схема взаємного руху теплоносія в міжтрубному просторі і робочої речовини в трубках, яка наведена на рис. 8.5, є протитечійною. З цієї схеми видно, що в контур теплоносія проміжний і основний пароперегрівники, позначені відповідно цифрами 6 і 10, включені паралельно. З них теплоносієм надходить в змішувач 4, а звідти у випарник 1 і економайзер 11, що включені в контур теплоносія послідовно. Живильна вода, пройшовши економайзер, надходить в сепаратор 3, де вона змішується з котловою водою, що циркулює за допомогою насоса багаторазової примусової циркуляції 2. Пара з сепаратора прямує в основний пароперегрівник, а потім в турбіну АЕС.

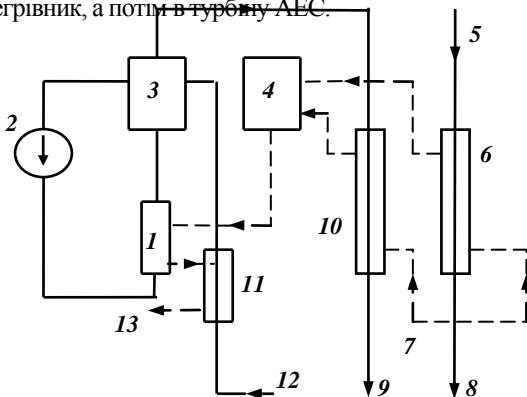


Рисунок 8.5 – Схема руху теплоносія (----) і робочої речовини (—) у парогенераторі з багаторазовою примусовою циркуляцією у випарнику:

1 – випарник; 2 – насос багаторазової примусової циркуляції; 3 – сепаратор; 4 – буферна ємність (або змішувач); 5 – вхід пари в проміжний пароперегрівник; 6 – проміжний пароперегрівник; 7 – вхід теплоносія; 8 – вихід пари з проміжного пароперегрівника; 9 – вихід пари з основного пароперегрівника; 10 – основний пароперегрівник; 11 – економайзер; 12 – вхід

Початковими даними для теплового і гідравлічного розрахунків парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією є такі: паропроductивність парогенератора  $D$ ; температура живильної води на вході в парогенератор  $t_{ж.в}$ ; температура перегрітої пари після основного пароперегрівника  $t_{п}$ ; тиск перегрітої пари після основного пароперегрівника  $P_{п}$ ; витрата пари через проміжний пароперегрівник  $D_{пп}$ ; температури пари  $t_{вх.пп}$ ,  $t_{вих.пп}$  відповідно на вході в проміжний пароперегрівник і на виході з нього; тиск пари  $P_{пп}$  на вході в проміжний пароперегрівник; тиск насиченої пари  $P_{с}$ ; кратність циркуляції  $k_{ц}$ ; тиск, що створюється насосом багаторазової примусової циркуляції  $P_{бпц}$ ; допустима втрата тиску по тракту пари в проміжному пароперегрівнику  $\Delta P_{пп}$ ; витрата теплоносія  $G$ ; температури теплоносія  $t_{вх}$ ,  $t_{вих}$ , відповідно на вході в парогенератор і на виході з нього; тиск теплоносія на вході в парогенератор  $P$ ; температура теплоносія на вході у випарник  $t'_{вип}$ ; кількість секцій  $m_{ек}$ ,  $m_{вип}$ ,  $m_{п}$ ,  $m_{пп}$  відповідно в економайзері, випарнику, основному пароперегрівнику і проміжному пароперегрівнику; кількість трубок  $n_{ек}$ ,  $n_{вип}$ ,  $n_{п}$ ,  $n_{пп}$  відповідно в секціях економайзера, випарника, основного пароперегрівника і проміжного пароперегрівника; зовнішній і внутрішній діаметри трубок поверхонь теплообміну елементів парогенератора  $d_{зовн}$ ,  $d_{вн}$ .

Загальні положення і методики теплового і гідравлічного розрахунків прямотечійних парогенераторів, що обігріваються водою під тиском і рідким металом, розглянуті вище, в цілому зберігаються і

для розрахунку парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією. Умовні позначення величин і їх розмірності також аналогічні наведеним вище.

На рис. 8.6 наведено  $t$ - $Q$ -діаграму для парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією.

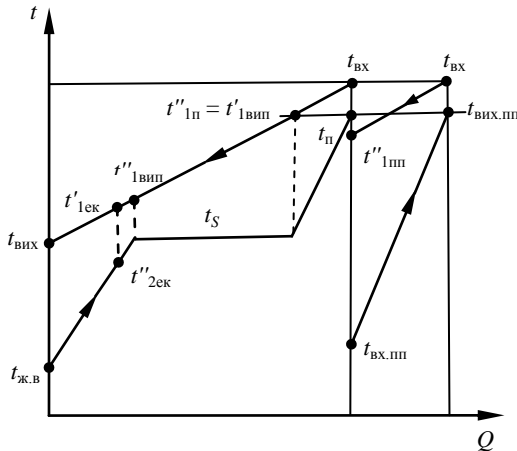


Рисунок 8.6 –  $t$ - $Q$ -діаграма парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією і проміжним перегрівом пари

Порядок теплового розрахунку економайзера парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією такий.

Визначається загальна витрата живильної води :

$$D_{\text{ж.в}} = D + D_{\text{пр}}, \quad (8.45)$$

де  $D_{\text{пр}} = (0,005 \div 0,01) D$ , кг/с.

Визначається витрата живильної води на одну секцію економайзера:

$$D'_{\text{ж.в.ек}} = D_{\text{ж.в}} / m_{\text{ек}}. \quad (8.46)$$

Розраховується витрата теплоносія на одну секцію економайзера:

$$G' = G / m_{\text{ек}}. \quad (8.47)$$

Розраховується теплова потужність однієї секції економайзера:

$$Q_{\text{ек}} = D'_{\text{ж.в.ек}}(i_{\text{вих.ек}} - i_{\text{ж.в.}}). \quad (8.48)$$

Визначається зміна температури теплоносія в економайзері:

$$\delta t_{\text{ек}} = Q_{\text{ек}} / (G' c_p^{\text{сп}} \eta_{\text{ек}} m_{\text{ек}}) \quad (8.49)$$

Обчислюється температура теплоносія на вході в економайзер:

$$t'_{1\text{ек}} = t_{\text{вих.ек}} + \delta t_{\text{ек}}. \quad (8.50)$$

По температурі початку кипіння  $t_{\text{п.к}}$ , яке починається тоді, коли температура стінок трубок дорівнює температурі насичення  $t_{\text{ст}} = t_{w_2} = t_s$ , визначається температура живильної води на виході з економайзера  $t''_{2\text{ек}} = t_{\text{п.к}}$ .

Обчислюється середня температура живильної води в економайзері :

$$t_{\text{ек}}^{\text{ср}} = (t_{\text{ж.в.}} + t''_{2\text{ек}}) / 2. \quad (8.51)$$

По середній температурі  $t_{\text{ек}}^{\text{ср}}$  і тиску насичення  $P_s$  визначаються теплофізичні параметри води в економайзері  $\rho_{\text{в}}$ ,  $\lambda_{\text{в}}$ ,  $\nu_{\text{в}}$ , а також критерій Pr.

Обчислюється поперечний прохідний переріз для води в одній секції економайзера :

$$f_{\text{в.ек}} = \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 / n_{\text{ек}}. \quad (8.52)$$

Розраховується швидкість води в економайзері:

$$w_{\text{в}} = D'_{\text{ж.в.ек}} / \rho_{\text{в}} \cdot f_{\text{в.ек}}. \quad (8.53)$$

На основі формул (6.2), (6.3), (6.5) визначається коефіцієнт тепловіддачі в економайзері від стінок трубок до живильної води  $\alpha_{1\text{ек}}$  і термічний опір  $R_{1\text{ек}}$ , відповідний до цього коефіцієнта.

Обчислюється середня температура теплоносія в одній секції економайзера :

$$t_{\text{т.ек}}^{\text{ср}} = (t'_{1\text{ек}} + t_{\text{вих}}) / 2 \quad (8.54)$$

По середній температурі теплоносія в економайзері визначаються його теплофізичні параметри  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $c_p$  і критерій  $Pr$ .

Обчислюється поперечний прохідний переріз для теплоносія в міжтрубному просторі економайзера  $f_{т.ек}$ , (за відповідними формулами, що змінюються залежно від форми перерізу міжтрубного простору конструкції секції економайзера).

Визначається швидкість теплоносія :

$$w = G' / \rho \cdot f_{т.ек} \cdot \quad (8.55)$$

На основі формул (6.2), (6.3), (6.5) обчислюється коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінок трубок  $\alpha_{2ек}$  і термічний опір  $R_{2ек}$ , відповідний до цього коефіцієнта.

Визначаються термічні опори стінок трубок  $R_{ст}$ , шару окисних плівок  $R_{ок}$  і шару відкладень  $R_{відкл}$  (за формулами і рекомендаціями, викладеними в сьомому розділі).

Обчислюються коефіцієнт теплопередачі  $k_{ек}$  за формулою (7.14) або за формулою (7.15) і середній логарифмічний температурний напір  $\Delta t_{сер}$  за формулою (7.11), у якій  $\Delta t_6 = \Delta t_{ек}^6 = t_{вих} - t_{ж.в}$ ,  $\Delta t_m = \Delta t_{ек}^m = t'_{1ек} - t''_{2ек}$ .

Визначається площа теплообмінної поверхні однієї секції економайзера :

$$H_{ек} = Q_{ек} / k_{ек} \Delta t_{сер} \eta_{ек}, \quad (8.56)$$

де  $\eta_{ек} = 0,85 \div 0,95$  – ККД економайзера.

Обчислюється розрахункова довжина однієї трубки поверхні теплообміну однієї секції економайзера :

$$l_p = H_{ек} / \pi \cdot d_{зовн} n_{ек}. \quad (8.57)$$

До особливостей розрахунку випарника парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією належить необхідність роздільного розрахунку економайзерної і випарної ділянок, які входять

в нього. Це викликано тим, що у випарник надходить живильна вода з температурою  $t_{2\text{ек}}''$ , яка менша від температури насичення  $t_S$ .

Початковими даними для розрахунку випарника парогенератора з багатократною примусовою циркуляцією є:

- тиск насиченої пари в сепараторі  $P_S$ ;
- кратність циркуляції  $k_{\text{ц}}$ ;
- витрата котлової води, що циркулює в одній секції випарника, яка визначається як

$$D'_{\text{к.в}} = D k_{\text{ц}} / m_{\text{вип}}; \quad (8.58)$$

- ентальпія котлової води на виході з сепаратора, визначувана за формулою

$$i_{\text{к.в}} = [i_{\text{ж.в}} + (k_{\text{ц}} - 1) i_S P_S] / k_{\text{ц}}; \quad (8.59)$$

- тиск, що створюється насосом багаторазової примусової циркуляції,  $P_{\text{б.п.ц}}$ ;
- температура котлової води після насоса багаторазової примусової циркуляції в опускних трубках  $t_{\text{вх.к.в}}$ , яка визначається за значеннями тиску  $P_{\text{б.п.ц}}$  і ентальпії  $i_{\text{к.в}}$ .

Теплові розрахунки економайзерної і випарної ділянок випарника парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією проводяться за формулами, наведеними в попередньому розділі, які аналогічні формулам теплового розрахунку економайзерної і випарної ділянок випарника парогенератора, що обігрівасться рідким металом.

Гідравлічний розрахунок парогенератора з багаторазовою примусовою циркуляцією по контурах теплоносія і робочої речовини виконується по характерних ділянках трактів після визначення їх конструктивних розмірів і швидкостей потоків в них. Загальна величина гідравлічного опору контурів визначається відповідно до рівнянь (6.13)÷(6.25), (6.48)÷(6.52).

## 8.4. Методики математичного моделювання теплових



## **і гідравлічних процесів у парогенераторах АЕС і програми їх розрахунків на комп'ютері**

Проектування парогенераторів АЕС, які є складними технічними системами, вимагає проведення великої кількості варіантних розрахунків, в результаті яких мають бути отримані як оптимальні інтегральні характеристики парогенераторів (загальна поверхня теплообміну, металоємність, гідравлічні опори контурів та інші), так і багато їх локальних характеристик (розподіли густини теплових потоків і температур, можливі амплітуди їх пульсацій та інші). Складність парогенераторів АЕС як технічних систем визначається їх багатопараметричністю, наявністю складного логічного і функціонального зв'язку між параметрами, наявністю різних обмежень на зміну параметрів, стохастичністю зміни параметрів під час експлуатації. Тому достатньо повний системний аналіз можливих конструкцій парогенераторів АЕС не може бути проведений без застосування сучасних обчислювальних технологій на базі комп'ютерів і без створення відповідних математичних моделей. До математичних моделей парогенераторів АЕС і їх програмних реалізацій ставляться певні вимоги. Зокрема, разом з швидкодією, вони по-винні забезпечувати можливість проведення оптимізаційних розрахунків парогенераторів різних конструкцій в широкому діапазоні зміни параметрів і застосування різних конструкційних матеріалів без введення додаткових початкових даних і змін в програмах.

Тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів є першими основними розрахунками на етапі їх проектування, що забезпечують початковою інформацією подальші розрахунки міцнісних і техніко-економічних показників.

За ступенем деталізації отримуваної інформації тепловий і гідравлічний розрахунки парогенераторів доцільно розділяти на оціночні, одновимірні, двовимірні і тривимірні. За метою отримуваної інформації – на ті, що призначені для визначення геометричних характеристик парогенераторів при заданих параметрах (конструктивні розрахунки), для визначення параметрів парогенераторів на різних режимах роботи при їх заданих конструкціях (перевірочні розрахунки), для визначення оптимальних режимних характеристик парогенераторів (оптимізаційні розрахунки).

Необхідно відзначити, що комп'ютерні програми теплового і гідравлічного розрахунків парогенераторів, створені на основі математичного

моделювання, знаходять широке застосування в автоматизованих системах управління технологічними процесами енергоблоків при їх експлуатації на діючих АЕС, для прогнозування зміни параметрів, функціональної діагностики, визначення надійності і залишкового ресурсу вузлів, оптимізації режимів роботи парогенераторів.

З метою створення уніфікованої програми, в яку входять різноманітні модифікації теплових і гідравлічних розрахунків, як правило, розробляється комплекс програмних модулів, з яких можна зібрати за допомогою керуючої програми, саме такий комплект програм, який необхідний для вирішення даного конкретного завдання. Позитивною стороною модульної організації програм є можливість їх швидкого коректування при змінах мети і деталізації розрахунків шляхом зміни початкових даних в модулях або їх заміни.

Розглянемо методики математичного моделювання теплових і гідравлічних процесів в парогенераторах АЕС і модульні програми їх розрахунків в одновимірній постановці на прикладі парогенератора з протитечійним (прямотечійним) взаємним рухом теплоносія і робочої речовини.

Для парогенераторів з протитечійним або з прямотечійним взаємним рухом теплоносія і робочої речовини (або з еквівалентним багатоходовим рухом) тепловий і гідравлічний розрахунки значною мірою зводяться до розрахунку одиночного парогенеруючого каналу. У сучасних математичних моделях у разі одновимірної розрахункової постановки завдання теплообмінні і гідравлічні процеси в парогенеруючому каналі описуються, в основному, набором залежностей, наведених нижче.

Рівняння балансу теплоти в парогенеруючому каналі:

$$G_1 \int_{t_0}^{t_1} c_p dt = \pi \cdot d_{\text{зобн}} \int_0^z q(z) dz ; \quad (8.60)$$

$$G_1 \int_{t_0}^{t_1} c_p dt = G_2 (i - i_0) . \quad (8.61)$$

Рівняння теплопередачі в парогенеруючому каналі:

$$q = k(t_1 - t_2) ; \quad (8.62)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{ст}} + R_{\text{ок}} + R_{\text{відкл}} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (8.63)$$

Рівняння для визначення тиску і гідравлічних опорів в парогенеруючому каналі по трактах теплоносія і робочої речовини:

$$P = P_0 \pm \sum \Delta P_{\text{м}} \pm \int_0^z (dP/dz)_0 dz, \quad (8.64)$$

$$\text{де} \quad (dP/dz)_0 = (\partial P/\partial z)_{\text{т}} + (\partial P/\partial z)_{\text{приск}} \pm (\partial P/\partial z)_{\text{нів}}. \quad (8.65)$$

Залежності зв'язку температур живильної води  $t_{\text{ж.в}}$  і пари  $t_{\text{п}}$  з їх ентальпіями  $i_{\text{ж.в}}$ ,  $i_{\text{п}}$  і тисками  $P_{\text{ж.в}}$ ,  $P_{\text{п}}$  в парогенеруючому каналі:

$$t_{\text{ж.в}} = f_1(i_{\text{ж.в}}, P_{\text{ж.в}}); \quad t_{\text{с}} = f_2(P_{\text{с}}); \quad t_{\text{п}} = f_3(i_{\text{п}}, P_{\text{п}}). \quad (8.66)$$

Залежності, що визначають значення теплофізичних властивостей теплоносія, робочої речовини і конструкційних матеріалів у функціях від їх температури  $t$  і тиску  $P$  у парогенеруючому каналі:

$$\{\text{Властивості}\} = f_4(t, P). \quad (8.67)$$

Залежності для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі з боків теплоносія  $\alpha_1$  і робочої речовини  $\alpha_2$  у функціях від визначальних їх параметрів в парогенеруючому каналі:

$$\alpha_1 = f_5(\text{параметри}); \quad (8.68)$$

$$\alpha_2 = f_6(\text{параметри}). \quad (8.69)$$

Залежності для розрахунків коефіцієнтів гідравлічних опорів рухам потоків теплоносія і робочої речовини і істинного об'ємного паровмісту пароводяної суміші у функціях від параметрів потоків в парогенеруючому каналі:

$$\xi = f_7(\text{параметри}); \quad (8.70)$$

$$\varphi = f_8(\text{параметри}). \quad (8.71)$$

Залежності, що визначають межі режимів теплообміну з боку живильної води і пари в парогенеруючому каналі:

$$F(q, x, p_w, p \dots) = 0. \quad (8.72)$$

У наведених залежностях відсутні величини, пов'язані з втратами теплоти в навколишнє середовище і дисипацією енергії. При необхідності вони можуть бути введені в рівняння (8.60), (8.61).

У математичній моделі залежності вигляду (8.60)÷(8.72) визначають розв'язок одновимірної задачі теплового і гідравлічного розрахунків парогенератора будь-якої конструкції при конкретизації рівнянь (8.66)÷(8.72). Останні є або адекватним описом таблиць термодинамічних і теплофізичних властивостей речовин і матеріалів (рівняння (8.66), (8.67)), або емпіричними чи напів-емпіричними залежностями (рівняння (8.68)÷(8.72)). Конкретний вигляд рівнянь (8.66)÷(8.72) залежить від типу і конструктивних особливостей парогенераторів, параметрів і видів використовуваних теплоносіїв і робочих речовин, живлених конструкційних матеріалів, режимних чинників експлуатації.

Для розв'язання в математичній моделі системи рівнянь (8.60)÷(8.72) використовується інтервально-ітераційний метод. За незалежну змінну приймається температура теплоносія на вході в парогенеруючий канал  $t_1$ . Діапазон її повної зміни в каналі до температури виходу  $t_2$  розбивається на  $N$  інтервалів  $\delta t_{1i}$ , визначуваних вузлами розбиття  $T_i$ , де  $i = 0, 1, 2, \dots, k$  – номер вузла. Вважаючи, що густина теплового потоку усередині інтервалів змінюється лінійно, і вводячи для значень питомої ізобарної теплоємності теплоносія і густини теплового потоку позначення

$$c_{p_{i,(i-1)}} = c_p^{\text{ср}}(\text{за інтервалом } t_1, t_{(i-1)}), \quad (8.73)$$

$$q_{i,(i-1)} = 0,5(q_i + q_{i-1}), \quad (8.74)$$

можна записати рівняння (8.60) і (8.61) у вигляді

$$z_i = \sum_{k=1}^i \delta z_k = \frac{G_1}{\pi d_b} \sum_{k=1}^i \frac{c_{p_{k,(k-1)}} \delta t_{1k}}{q_{k,(k-1)}}; \quad (8.75)$$

$$i_i = i_0 + \sum_{k=1}^i \delta i_k = i_0 + \frac{G_1}{G_2} \sum_{k=1}^i c_{p_{k,(k-1)}} \delta t_{1k}. \quad (8.76)$$

Вважаючи  $dP/dz$  постійною величиною усередині інтервалу, що розглядається, рівняння (8.64) записується у вигляді

$$P_i = P_0 - \sum_{k=0}^i \delta P_k = P_0 - \sum_{k=1}^i \left( \frac{dP}{dz} \right)_{k-1} \delta z_k + \sum_{k=0}^i \Delta P_M \delta_{jk}, \quad (8.77)$$

де  $j$  – номер вузла, відповідного до елемента тракту, що має місцевий гідравлічний опір  $\Delta P_i$ ;  $\delta_{jk} = 0$  при  $j \neq k$  і  $\delta_{jk} = 1$  при  $j = k$ ;

$$\delta z_k = \frac{G_1}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{c_{P_{k,(k-1)}}}{q_{k,(k-1)}} \delta t_{1k}. \quad (8.78)$$

Розрахунок проводиться послідовно, від вузла до вузла. Для кожного вузла, знаючи  $t_{1i}$ , за рівняннями (8.66) і (8.76) розраховуються відповідні значення  $t_{2i}$ . Потім визначаються величини  $\alpha_{1i}$ ,  $\alpha_{2i}$ ,  $R_{\text{ст}i}$ ,  $R_{\text{відкл}i}$ ,  $R_{\text{ок}i}$ ,  $k_i$ ,  $q_i$ ,  $t_{\text{ст}i}$ ,  $(dP/dz)$ . Оскільки рівняння (8.67)–(8.72), що визначають ці величини, нелінійні, розрахунок проводиться методом послідовних наближень із заданою точністю збіжності по щільності теплового потоку, тобто до виконання умови

$$\left| \frac{q_i^{h+1} - q_i^h}{q_i^h} \right| \leq \varepsilon. \quad (8.79)$$

Верхні індекси у формулі (8.79) указують номер ітерації. За знайденими значеннями  $q_i$  та  $q_{i-1}$  з формул (8.75) і (8.77) знаходяться  $z_i$  і  $P_i$ .

Розрахунок закінчується після досягнення кінцевого вузла, тобто граничного значення температури теплоносія на виході з парогенеруючого каналу  $t_2$ .

Наведений вище метод дає розв'язок задачі прямого конструктивного розрахунку теплових і гідравлічних процесів. Для вирішення оберненої задачі застосовуються інші методи розв'язання системи рівнянь (8.60)–(8.72) і інші обчислювальні алгоритми. Розв'язок оберненої задачі може бути отриманий за допомогою проведення прямого розрахунку з введенням варіації одного з визначуваних параметрів. Можливі різні алгоритми пошуку розв'язку оберненої задачі. Наприклад, метод градієнтного пошуку розв'язку із заданою

точністю збіжності по довжині каналу  $l$ . Але такий математичний метод недостатньо ефективний для розрахунку парогенеруючих каналів з малими температурними напорами, коли задовольнити умову

$$\left| 1 - l_{\text{розр}} / l_{\text{зад}} \right| \leq \varepsilon \quad (8.80)$$

практично неможливо через суперечність між реальною точністю розрахунку і заданою величиною  $\varepsilon$ . Зручніше задавати умову закінчення розрахунку у вигляді

$$l_{\text{розр}} \geq l_{\text{зад}}. \quad (8.81)$$

У цьому випадку точність розв'язку оберненої задачі повністю визначається кроком розрахункової схеми.

Логіко-структурну схему програми конструктивного теплогидравлічного розрахунку протічечного (прямотечного) парогенератора, що забезпечує розв'язання систем рівнянь (8.60)–(8.72), наведено на рис. 8.7. У цій програмі використані окремі підпрограми-модулі, що реалізують такі розрахунки: параметрів термодинамічних і теплофізичних властивостей води і водяної пари; параметрів термодинамічних і теплофізичних властивостей теплоносія; коефіцієнтів лінійного розширення і теплопровідності конструкційних матеріалів; коефіцієнтів тепловіддачі з боку води і пари; коефіцієнтів тепловіддачі з боку теплоносія; термічного опору теплообмінних трубок; умов переходу до погіршеного теплообміну з боку води і пари; градієнтів тиску по трактах теплоносія і робочої речовини.

Кожна з підпрограм має свою внутрішню логічну структуру, що забезпечує вибір необхідних в даний момент розрахунку математичних співвідношень. Зокрема, при розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  необхідно враховувати відмінності в режимах теплозйому в різних елементах (зонах поверхні теплообміну) парогенератора.

Цій умові при математичному моделюванні якнайповніше відповідає методика розбиття парогенератора на такі зони:

- економайзерна зона:  $Nu = F_1(Re, Pr, t_{\text{ст}})$ ; область існування зони:  $t_{\text{ст}} < t_S$ ;
- зона кипіння підігрітої рідини (поверхневого кипіння):  $\alpha = \alpha(\alpha_{\text{п.к}}, \alpha_{\text{кип}}, \Delta t)$ ; область існування зони:  $x < 0$ ;  $t_{\text{ст}} > t_S$ ;

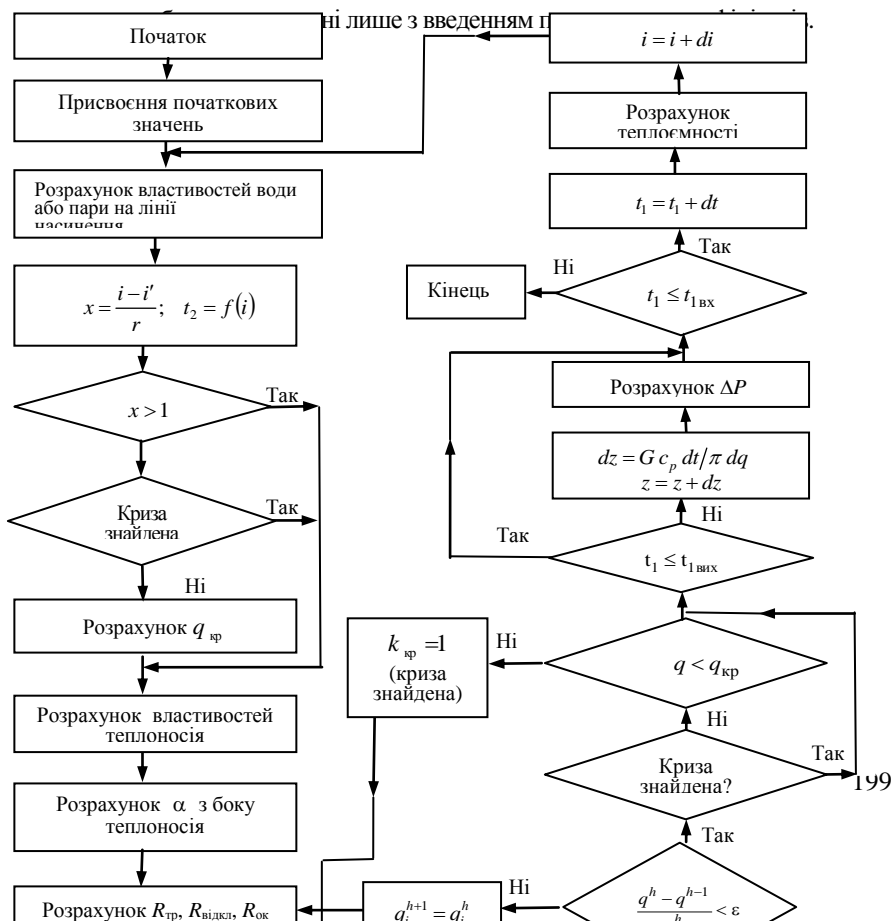
- зона розвинуеного кипіння пароводяної суміші:  $\alpha = \alpha(q, P, \rho w, x)$ ; область існування зони:  $0 < x < x_{кр}$ ;

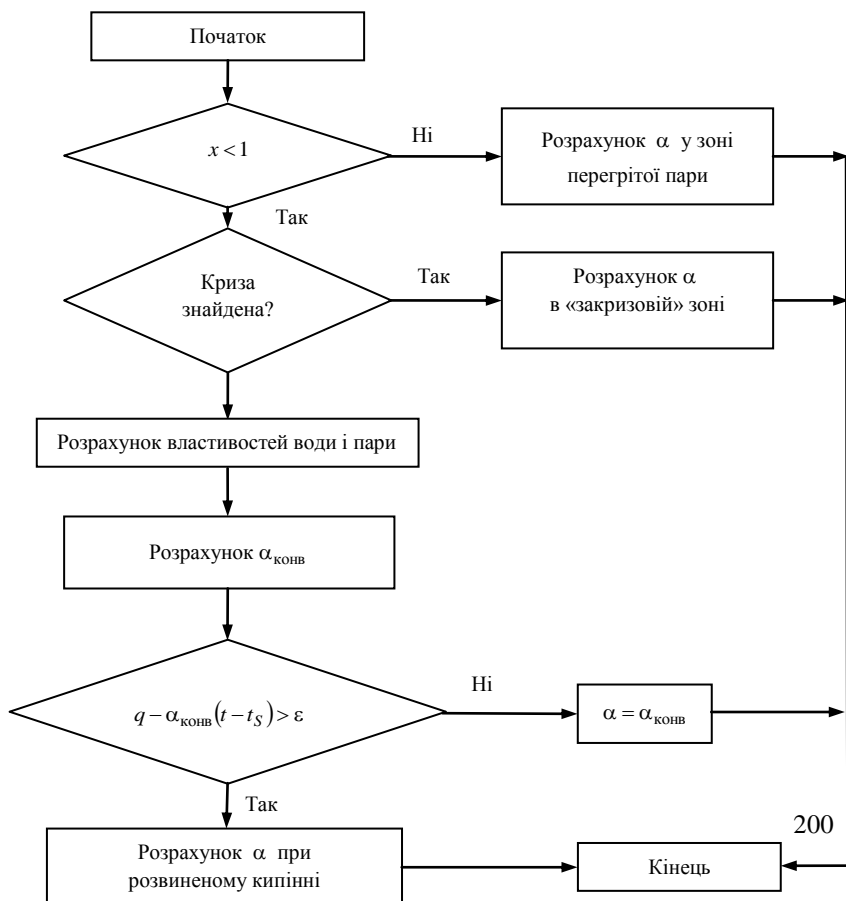
- «закризова» зона погіршеного теплообміну:  $\alpha = \alpha(q, P, \rho w, x)$ ; область існування зони:  $x_{кр} < x < 1$ ;

- зона перегріву пари:  $Nu = F_2(Re, Pr, t_{ct})$ ; область існування зони:  $x > 1$ .

Такому розбиттю на зони відповідає, наприклад, логіко-структурна схема підпрограми модуля розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі з боку води і пара, наведена на рис. 8.8, яка входить окремим блоком в програму теплогидравлічного розрахунку парогенератора (рис. 8.7).

Викладені методики математичного моделювання теплових і гідравлічних процесів і програми їх розрахунків на комп'ютері придатні для конструкцій парогенераторів, в яких схема взаємного руху теплоносія і робочої речовини є протитечійною або прямотечійною. Для конструкцій парогенераторів з складнішим взаємним рухом теплоносія і робочої речовини ці методики







## **Р о з д і л 9**

### **РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ І ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС НА МІЦНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ**

Для забезпечення надійної і безпечної експлуатації парогенераторів АЕС їх конструкції повинні тривалий час витримувати напруги, що виникають в окремих вузлах і елементах в результаті тиску потоків теплоносіїв і робочих речовин та їх мас, а також напруги, що виникають в результаті термічних деформацій матеріалів вузлів і елементів. При проектуванні парогенераторів АЕС спочатку вибираються конструкційні матеріали, а потім, на основі міцнісних розрахунків різних видів, визначаються форми і розміри вузлів і елементів, які забезпечують надійну і безпечну експлуатацію парогенераторів.

Існують такі основні види розрахунків вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС на міцність і надійність:

- розрахунок на міцність вузлів і елементів конструкцій з метою визначення граничних (максимальних) напруг або навантажень і порівняння їх з тими, що допускаються;
- розрахунок на стійкість вузлів і елементів конструкцій під дією стискуючих навантажень;
- розрахунок на жорсткість і компенсуючу здатність вузлів і елементів конструкцій з метою визначення максимальних деформацій

в деталях, порівняння їх з тими, що допускаються, і вибору необхідних компенсаційних пристроїв;

- розрахунок термічної напруги і деформацій у вузлах і елементах з метою оцінки їх впливу на надійність і працездатність конструкцій;

- розрахунок на вібрацію трубних систем поверхонь теплообміну з метою визначення максимальних амплітуд коливань трубок і їх впливу на вібраційні характеристики трубок (власні частоти коливань) і на надійність конструкцій поверхонь теплообміну в цілому.

### **9.1. Загальні положення розрахунків на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС**

Розрахунки на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС в процесі проектування підрозділяються на прямі (конструктивні) і перевірочні. При прямих розрахунках визначається товщина стінок вузлів і елементів конструкцій, висота їх фланців та інші так звані міцні розміри. Перевірочні розрахунки проводяться для визначення значень робочих навантажень, що допускаються, приведеної напруги або ж деформацій конструкцій, основні конструктивні розміри яких вже задані.

Для більшості вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС основні напруги, що виникають в них, є наслідком рівномірного внутрішнього або зовнішнього тиску. Проте у ряді випадків, вузли і елементи конструкцій парогенераторів АЕС можуть зазнавати ще і дії додаткових навантажень (вагові навантаження, зусилля і моменти, що виникають через неоднакове теплове розширення різних частин парогенератора, та інші). Напруги, викликані додатковими навантаженнями, можуть іноді перевищувати за величиною основну напругу. Їх можна знизити установкою додаткових опор чи то компенсаторів або зміною конфігурацій конструкцій. Іноді для зниження напруги від додаткових навантажень доцільно збільшувати товщину стінок елементів конструкцій, що розраховуються.

Перш ніж приступати до розрахунку на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС, необхідно спочатку визначити характер зовнішніх навантажень на них (постійне або циклічне навантаження) і деформаційну здатність їх конструкційних матеріалів (пластичний матеріал,

крихкий матеріал або з обмеженою пластичністю), а потім вибирати метод їх розрахунку на міцність.

Існують два методи розрахунку на міцність: за граничними (максимальними) напругами і за граничними (максимальними) навантаженнями. З розрахунку на міцність за граничними напругами межею несучої здатності вузлів і елементів конструкцій є досягнення будь-яким перерізом якої-небудь їх деталі межі текучості, тобто початку пластичної деформації. У розрахунку за граничними навантаженнями за небезпечне береться напруга, що викликає загальну пластичну деформацію всього навантаженого вузла або елемента конструкції. Величина максимально допустимої сили при розрахунку за граничними навантаженнями завжди більша від такої при розрахунку за граничними напругами.

Більшість вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС в процесі експлуатації знаходяться, як правило, під дією постійних зовнішніх навантажень на них і виготовляються з пластичних матеріалів. Кількість змін температурних режимів експлуатації за термін служби парогенераторів, визначується, в основному, кількістю пусків і зупинок енергоблоків АЕС, відносно невелика. Це дозволяє для більшості вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС об'єктивніше оцінювати їх міцнісні характеристики за допомогою методу розрахунку на міцність за граничними навантаженнями, що, у свою чергу, сприяє зменшенню витрати конструкційних матеріалів на їх виготовлення.

Проте метод розрахунку на міцність за граничними навантаженнями не можна застосовувати для тих вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС, зовнішнє навантаження на яких носить циклічний характер, а також для розрахунку на міцність вузлів і елементів, виготовлених з крихких матеріалів, руйнування яких настає без помітної пластичної деформації. Такі вузли і елементи конструкцій парогенераторів АЕС розраховуються на міцність за методом граничних напруг. В цьому випадку, якщо для вузлів або елементів конструкцій парогенераторів небезпечні втрата їх стійкості або сильне спотворення їх форми, за граничну величину напруги, за якою вибирається допустима напруга, приймається межа текучості; якщо для них небезпечне тільки руйнування, то за граничну величину напруги береться межа міцності.

Розрахунок на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів АЕС виконується в такій послідовності.

1. Уточнюються конструктивні розміри і форми вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, що підлягають розрахунку на міцність.

2. На підставі теплового і гідравлічного розрахунків вузлів і елементів конструкцій парогенераторів визначається вигляд, характер і величини основного і додаткового навантажень, а також значення робочих температур.

3. Відповідно до умов роботи вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, що розраховуються, вибираються конструкційні матеріали на основі аналізу їх характеристик: міцнісних і корозійних властивостей, термоміцності (жароміцності) і інших.

4. Складаються схеми розрахунків для вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, що розраховуються, з урахуванням діючих навантажень, температур і тиску.

5. Для вибраних конструкційних матеріалів вузлів і елементів конструкцій парогенераторів знаходяться значення їх фізичних і пружних постійних, міцнісних характеристик і інших, необхідних для розрахунків величин.

6. Визначаються основні допустимі напрути, виходячи з властивостей вибраних конструкційних матеріалів і умов роботи вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, що розраховуються.

7. Визначаються значення коефіцієнтів міцності зварних швів вузлів і елементів парогенераторів, що розраховуються, залежно від конструкцій з'єднання їх деталей і способів зварювання.

8. Вибирається метод розрахунку на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів залежно від властивостей їх матеріалів і характеру зовнішніх навантажень на них.

9. Визначаються розрахункові значення міцних розмірів деталей вузлів і елементів конструкцій парогенераторів.

10. Визначаються різні коефіцієнти запасу міцності і поправки до розрахункових значень міцних розмірів деталей вузлів і елементів конструкцій парогенераторів (наприклад, величина надбавки на корозію матеріалу, величина допуску на виготовлення та інші) і обчислюються дійсні міцні розміри деталей вузлів і елементів.

11. У разі потреби обчислюється максимально допустиме значення пробного гідравлічного тиску.

12. Округляються (у більшу сторону) дійсні міцні розміри деталей вузлів і елементів конструкцій парогенераторів до стандартних величин, прийнятих в технології їх виготовлення.

13. Визначаються величина і характер додаткових зовнішніх навантажень на вузли і елементи конструкцій парогенераторів і обчислюються додаткові напруги. При необхідності рекомендуються конструктивні заходи, що знижують цю напругу до допустимих значень.

Допустимі значення напруги при розрахунку на міцність вузлів і елементів конструкцій парогенераторів визначаються за формулою

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta \sigma_{\text{доп}}^* \quad (9.1)$$

де  $\sigma_{\text{доп}}^*$  – номінальна допустима напруга для даного конструкційного матеріалу, МПа,  $\eta$  – поправковий коефіцієнт для забезпечення запасу міцності, що враховує конструктивні особливості і умови експлуатації вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, що розраховуються, і застосовуваний метод розрахунку на міцність.

Номінальна допустима напруга для конструкційних матеріалів  $\sigma_{\text{доп}}^*$  залежно від їх розрахункової температури визначається як найменше значення з таких величин:

$$\sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{т}}^t}{n_{\text{т}}}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{в}}^t}{n_{\text{в}}}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{т.м}}^t}{n_{\text{т.м}}}, \quad (9.2)$$

де  $\sigma_{\text{т}}^t$  – умовна межа текучості при розтягуванні при розрахунковій температурі, МПа;  $\sigma_{\text{в}}^t$  – межа міцності при розтягуванні при розрахунковій температурі, МПа;  $\sigma_{\text{т.м}}^t$  – умовна межа тривалої міцності при розтягуванні при розрахунковій температурі, МПа;  $n_{\text{т}}$ ,  $n_{\text{в}}$ ,  $n_{\text{т.м}}$  – відповідно коефіцієнти запасу міцності щодо межі текучості, межі міцності і межі тривалої міцності. Межа тривалої міцності для вуглецевих сталей враховується при їх розрахунковій температурі, що дорівнює або вище 420 °С; для низьколегованих сталей – при їх розрахунковій температурі, що дорівнює або вище 470 °С; для аустенітних нержавіючих сталей – при їх розрахунковій температурі, що дорівнює або вище 550 °С.

У табл. 9.1 наведено номінальну допустиму напругу для деяких конструкційних сталей залежно від їх розрахункової температури.

Для додаткового контролю (особливо при використанні нових конструкційних матеріалів при високих температурах) необхідно

зіставляти отримане із співвідношень (9.2) значення  $\sigma_{\text{доп}}^*$  з умовною межею повзучості матеріалу, виходячи з умови

$$\sigma_{\text{доп}}^* \leq \sigma_{\text{п}}. \quad (9.3)$$

Вибір коефіцієнтів запасу міцності  $n_t$ ,  $n_b$ ,  $n_{t.m}$  визначається багатьма чинниками, зокрема, ступенем відповідальності і призначенням вузлів і елементів конструкцій парогенераторів, умовами їх роботи, терміном служби і іншими. У більшості випадків коефіцієнти запасу міцності знаходяться в таких діапазонах:

$$n_t = 1,5 \div 1,65; \quad n_b = 2,6 \div 3,0; \quad n_{t.m} = 1,5 \div 2,0.$$

Таблиця 9.1

Номінальна допустима напруга конструкційних сталей

Розрахункова температура, °C	$\sigma_{\text{доп}}^*$ , МПа							
	Ст.20	22К	16ГС	10Г2С1	15ГС	15ХМ	12Х1МФ	X18Н10Т
20	147	170	170	177	185	153	173	146
250	132	150	145	164	165	152	166	125
300	119	140	134	153	153	142	159	120
320	114	136	130	148	145	141	159	120
340	109	130	125	141	137	140	152	116
360	103	125	120	135	129	139	149	114
380	97	120	115	128	121	138	147	112
400	92	115	110	120	113	137	145	111
420	86	110	105	118	102	135	141	110
500	34	102	100	116	100	103	126	104

## 9.2. Розрахунок на міцність елементів парогенераторів АЕС у вигляді циліндричних посудин

Методика розрахунку на міцність елементів парогенераторів АЕС у вигляді циліндричних тонкостінних посудин і циліндричних товстостінних посудин різна. Тонкостінними прийнято вважати циліндричні посудини, що мають відношення зовнішнього діаметра до внутрішнього  $d_{\text{зовн}}/d_{\text{вн}} \leq 1,2$ , а при  $d_{\text{зовн}}/d_{\text{вн}} > 1,2$  циліндричні посудини вважаються за товстостінні.

У циліндричній тонкостінній посудині з внутрішнім надлишковим тиском  $P$  сила, що розтягує стінку посудини уздовж її осі,  $F_{\text{ос}}$  складає величину  $F_{\text{ос}} = P \cdot d_{\text{вн}} \cdot l$ , а тангенціальна сила в стінці посудини  $F_t$  складає величину  $F_t = 2\delta \cdot l \cdot \sigma_t$  (рис. 9.1), де  $P$  – внутрішній надлишковий тиск в посудині, МПа;  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр посудини, мм;  $l$  – довжина посудини, мм;  $\delta$  – товщина стінки посудини, мм;  $\sigma_t$  – тангенціальна нормальна напружка в стінці посудини, МПа.

У циліндричній тонкостінній посудині, розрахованій на надлишковий тиск  $P$ , ці сили рівні, тобто  $F_{\text{ос}} = F_t$ , тому

$$\sigma_t = \frac{P \cdot d_{\text{вн}}}{2\delta}. \quad (9.4)$$

Розтягуюча сила по осі посудини, що виникає в результаті надлишкового тиску на днищі посудини,  $F'_{\text{ос}}$  складає величину  $F'_{\text{ос}} = P \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}$ . Ця сила врівноважується осьовою напругою в поперечному перерізі посудини  $\sigma_z$ . У циліндричній тонкостінній посудині можна прийняти, що її середній діаметр  $d_{\text{сер}}$  дорівнює внутрішньому  $d_{\text{вн}}$  і тоді врівноважуюча сила становить  $F_{\text{врів}} = \sigma_z \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \delta$ .

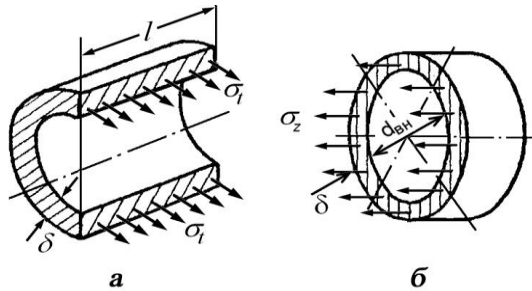


Рисунок 9.1 – Напруги у посудині з внутрішнім тиском:  
а – тангенціальна; б – осьова

Отже, осьова напруга складає величину

$$\sigma_z = \frac{P \cdot d_{\text{вн}}}{4\delta}. \quad (9.5)$$

Із співвідношень (9.4) і (9.5) видно, що тангенціальна напруга  $\sigma_t$  в циліндричній тонкостінній посудині в два рази більша від осьової напруги  $\sigma_z$ .

Вертикальні циліндричні тонкостінні посудини, що мають внутрішній надлишковий тиск  $P$  і завантажені теплоносієм, робочою речовиною і технологічними матеріалами загальною масою  $M$ , що утворює силу тяжіння  $P_M$ , мають бути перевірені на розрив в поперечному перерізі. На підставі рівняння стану рівноваги посудин можна записати:

$$P_M + \frac{P \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \delta \cdot \sigma_{\text{доп}},$$

звідки

$$\delta = \frac{P \cdot d_{\text{вн}}}{4\sigma_{\text{доп}}} + \frac{P_M}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \sigma_{\text{доп}}}. \quad (9.6)$$



З рівняння (9.6) видно, що для вертикальних циліндричних тонкостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$  і сили тяжіння  $P_m$ , повинне витримуватися таке співвідношення:

$$\sigma_{\text{доп}} \geq \frac{P \cdot d_{\text{вн}}}{4\delta} + \frac{P_m}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \delta}. \quad (9.7)$$

Величина допустимої напруги  $\sigma_{\text{доп}}$  визначається за формулою (9.1), в якій поправковий коефіцієнт  $\eta$  вибирається відповідно до даних, наведених в табл. 9.2.

Розрахункові товщини стінок циліндричних тонкостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , визначаються за формулою

$$\delta = \frac{P_p \cdot d_{\text{вн}}}{2\varphi \cdot \sigma_{\text{доп}}^* + P_p} + C, \quad (9.8)$$

де  $P_p = 1,125 \cdot P$  – розрахунковий надлишковий тиск в посудині, МПа;  $\varphi$  – коефіцієнт міцності стінок посудини, ослаблених зварними швами (коефіцієнт міцності зварних швів): при двосторонньому суцільному автоматичному дуговому електрозварюванні швів  $\varphi = 1$ ; при двосторонньому суцільному ручному зварюванні швів  $\varphi = 0,95$ ; при односторонньому суцільному ручному зварюванні швів  $\varphi = 0,9$ ;  $C$  – величина, що додається як запас до розрахункової товщини стінок посудини, яка враховує корозію металу стінок і технологічні відхилення від номінальних значень товщини металевих листів, призначених для стінок посудини при їх виготовленні: для посудин, виготовлених у вигляді трубок,  $C \geq 0,5$  мм; для посудин, виготовлених у вигляді корпусів з металевих листів товщиною  $\delta \geq 20$  мм,  $C = 1$  мм; для посудин, призначених для роботи в агресивному середовищі,  $C = 2 \div 6$  мм.

Таблиця 9.2

**Рекомендовані величини поправкового коефіцієнта запасу міцності  $\eta$   
для визначення значень допустимої напруги  $\sigma_{\text{доп}}$  у елементах**

**парогенераторів АЕС у вигляді циліндричних тонкостінних посудин**

Елементи парогенераторів АЕС у вигляді циліндричних тонкостінних посудин	$\eta$
Посудини безшовні або зварні без отворів або з отворами для приварювання штуцерів:	
а) що не обігріваються	1,0
б) що обігріваються	0,9
Ті ж посудини, але з отворами для розвальцьовування трубок:	
а) що не обігріваються	0,95
б) що обігріваються	0,85
Трубки теплообмінних поверхонь нагріву	1,0
Трубопроводи	0,85
Днища опуклі:	
а) глухі	1,0
б) з лазами або з іншими неукріпленими отворами	0,95
Днища плоскі приварні	0,8

При гідравлічному випробуванні циліндричних тонкостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , величина пробного тиску  $P_r$  не повинна перевищувати такі величини:

$$P_r \leq \frac{240(\delta - C)\varphi\sigma_{\text{доп}}^*}{d_{\text{зовн}} - (\delta - C)} \quad \text{при} \quad \frac{\delta - C}{d_{\text{зовн}}} \leq 0,13 \quad (9.9)$$

і

$$P_r \leq \frac{315(\delta - C)[d_{\text{зовн}} - (\delta - C)]\varphi\sigma_{\text{доп}}^*}{d_{\text{зовн}}} \quad \text{при} \quad \frac{\delta - C}{d_{\text{зовн}}} > 0,13, \quad (9.10)$$

де  $\sigma_{\text{доп}}^*$  – допустима напруга при 20 °С (табл. 9.1).

Товщина стінок циліндричних тонкостінних посудин, що знаходяться під дією зовнішнього тиску, розраховується за формулою

$$\delta = 0,47 \frac{d_{\text{вн}}}{100} \left( \frac{P}{10^6 E^t} \frac{l}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,4} + C, \quad (9.11)$$

де  $l$  – розрахункова довжина технологічної обичайки, з якої виготовлена стінка посудини, що дорівнює сумі довжини кожуха і

перехідної циліндричної довжини кришки посудини;  $E^t$  – модуль пружності першого роду при розрахунковій температурі, який залежить від марки сталі, вживаної як конструкційний матеріал (табл. 9.3).

Таблиця 9.3

**Модулі пружності першого роду  $E^t$  деяких конструкційних сталей**

Розрахункова температура, °C	$E^t$ , МПа				
	Ст.20	16М	12МХ	15ХМ	X18Н9Т
20	202000	204000	210500	208500	202000
200	179000	195000	203000	202000	193000
300	175000	192000	200500	199000	185000
400	161000	189000	192000	190000	177000
450	137000	160500	173700	171600	170000

Визначені за формулами (9.8), (9.11) товщини стінок циліндричних тонкостінних посудин округляються до більшого значення сортаментів відповідної металопродукції, що виготовляються в промисловості (трубок, листів).

У циліндричних товстостінних посудинах, що виготовлені з пластичних металів і знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , при зростанні внутрішнього тиску в пластичний стан насамперед переходить метал на внутрішній поверхні їх стінок. Далі, у міру навантаження, в пластичний стан переходять наступні шари металу. Поступово під дією збільшення внутрішнього надлишкового тиску в ході пластичної плинності металу відносні деформації на зовнішній поверхні стінок циліндричних товстостінних посудин стають більшими від відносних деформацій на внутрішній поверхні стінок, і руйнування таких посудин починається на зовнішній поверхні їх стінок. Перехід в пластичний стан металу тільки внутрішніх шарів стінок циліндричних товстостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску, при збереженні пружності зовнішніх шарів стінок не становить великої небезпеки. Проте небезпечні випадки, коли всі шари перерізу по товщині стінок переходять в пластичний стан, званий

граничним. Досягши такого граничного стану тангенціальна напруга  $\sigma_t$  вирівнюється по товщині стінок посудин.

Для розрахунку товщини стінок циліндричних товстостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , застосовується формула

$$\delta = \frac{P_p \cdot d_{\text{вн}}}{230\sigma_{\text{доп}}^* - P_p} + C, \quad (9.12)$$

у якій  $P_p = 1,125P$ , а величина  $C$  набуває значень, аналогічних значенням для формули (9.8).

Отвори, що висвердлюються або вирізуються під штуцери, оглядові люки і лази в корпусах циліндричних товстостінних посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , послаблюють їх міцність. Найбільші (граничні) діаметри отворів  $d_{\text{гран}}$ , які можна проектувати і виготовляти в циліндричних товстостінних посудинах без спеціальних зміцнень, визначаються за такими формулами:

$$d_{\text{гран}} = 1,2 \left( \frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(d_{\text{вн}} + \delta)(\delta - C)} \quad \text{при } \varphi_0 \leq 0,5; \quad (9.13)$$

$$d_{\text{гран}} = 2 \left( \frac{1}{\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(d_{\text{вн}} + \delta)(\delta - C)}, \quad \text{при } \varphi_0 > 0,5. \quad (9.14)$$

$$\text{У формулах (9.13) і (9.14)} \quad \varphi_0 = \frac{P_p \cdot (d_{\text{вн}} + (\delta - C))}{200(\delta - C) \cdot \sigma_{\text{доп}}^*}.$$

Якщо внутрішній діаметр отворів в циліндричних товстостінних посудинах перевищує 50 мм, (наприклад, для приварювання патрубків трубопроводів), то ці отвори необхідно укріплювати. Укріплення отворів забезпечується спеціальними накладками або посиленими штуцерами. Укріпні накладки можуть бути зовнішніми і внутрішніми

(рис. 9.2). Діаметри накладок зазвичай не перевищують двох діаметрів укріплюваних отворів.

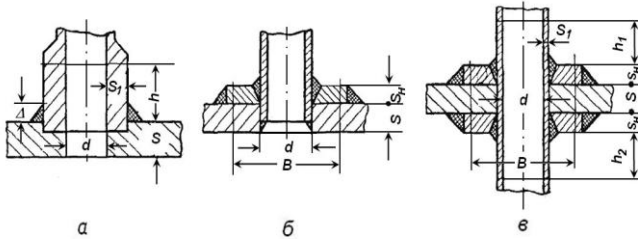


Рисунок 9.2 – Варіанти укріплення отворів:

*а* – за допомогою штуцера,  $h \leq 2,5S_1$ ,  $h \leq 2,5S$  ;

*б* – за допомогою накладки,  $B \leq 2,5d$  ;

*в* – за допомогою штуцера і накладки,  $B \leq 2,5d$ ,  $h_1 + S_n \leq 2,5S_1$  ;

### 9.3. Розрахунок на міцність кришок і днищ вузлів і елементів парогенераторів АЕС

Форми кришок і днищ вузлів і елементів парогенераторів АЕС у вигляді посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , бувають різними: еліптичними, сферичними, коробчастими, конічними, плоскими (рис. 9.3). Найпоширенішими з них є еліптичні днища (рис. 9.3, *а*), з яких найміцнішими є ті, форми перерізу яких утворюються половиною еліпса з великою віссю, що дорівнює діаметру корпусу посудини  $D = 2R$ , і з малою віссю, що дорівнює  $2h$ , де  $h$  – висота опуклої частини днища.

Сферичні днища (рис. 9.3, *б*) мають найменшу розрахункову товщину за інших рівних умов. Такі днища найчастіше виготовляються шляхом зварювання штампованих сферичних сегментів і секторів, оскільки вони важко штамнуються цілком.

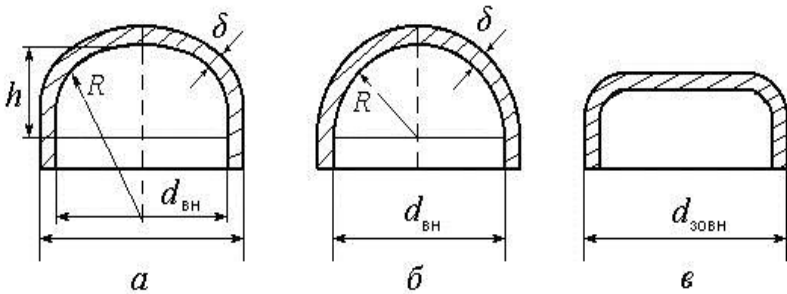


Рисунок 9.3 – Форми кришок і днищ вузлів і елементів парогенераторів АЕС:  
а – еліптична; б – сферична; в – коробчаста

Номінальна товщина  $\delta$  опуклих глухих днищ або днищ, що мають неукріплені отвори еліптичної і сферичної форм для посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску  $P$ , визначаються за формулою

$$\delta \geq \left( \frac{P_p \cdot d_{\text{вн}}}{400Z\sigma_{\text{доп}}^* - P_p} \right) \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{2h} + C, \quad (9.15)$$

де  $P_p = 1,125 \cdot P$ ;  $h \geq 0,2 \cdot d_{\text{вн}}$  – висота опуклої частини днища.

У формулі (9.15) коефіцієнт  $Z$  набуває значень або розраховується за формулами, наведеними нижче.

Для глухих днищ і днищ з повністю укріпленими отворами  $Z = 1$ .

Для днищ з неукріпленими отворами, що мають максимальний діаметр  $d$ :

$$Z = 1 \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)}} < 0,4; \quad (9.16)$$

$$Z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)}} + 1,5} \quad \text{при} \quad 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)}} \leq 2; \quad (9.17)$$

$$Z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)}} + 2} \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)}} > 2. \quad (9.18)$$

Для отворів овальної форми  $d$  приймається розмір їх найбільшої осі.

При  $h > 0,3d_{\text{вн}}$  напруги в днищах менші, ніж в циліндричній частині посудин, що знаходяться під дією внутрішнього надлишкового тиску. Тому саме в днищах часто проектується люки і лази. Днища з укріпленими отворами розраховуються як глухі. Відштамповані борти отворів для лазу укріпленнями не вважаються. За наявності в днищах двох і більше отворів відстань між цими отворами має бути не менша від величини діаметра меншого отвору. Допустимі напруги  $\sigma_{\text{доп}}^*$  для литих сталевих опуклих днищ еліптичної форми, номінальна товщина яких розраховується за формулою (9.15), вибираються в 1,4 разу меншими, ніж для штампованих днищ.

Найбільші допустимі (граничні) діаметри неукріплених отворів в опуклих днищах  $d_{\text{гран}}$  визначаються за такими формулами:

$$\left. \begin{aligned} d_{\text{гран}} &= 0,4\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)} \quad \text{при } Z_0 = 1; \\ d_{\text{гран}} &= 1,2\left(\frac{4}{3Z_0} - 1\right)\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)} \quad \text{при } 0,5 \leq Z_0 < 1,0; \\ d_{\text{гран}} &= 2\left(\frac{1}{Z_0} - 1\right)\sqrt{d_{\text{вн}}(\delta - C)} \quad \text{при } Z_0 < 0,5. \end{aligned} \right\} \quad (9.19)$$

Коефіцієнт  $Z_0$ , що входить у формули (9.19), визначається як

$$Z_0 = \frac{P_{\text{р}} \left[ d_{\text{вн}} + \frac{2h}{d_{\text{вн}}}(\delta - C) \right]}{400 \frac{2h}{d_{\text{вн}}}(\delta - C) \sigma_{\text{доп}}^*}. \quad (9.20)$$

Розрахунок товщини плоских приварних днищ  $\delta_1$  (рис. 9.4) без центрального отвору або з отвором розміром  $d \leq 0,6 d_{\text{вн}}$  виконується за формулою

$$\delta_1 = \frac{0,93\delta}{1 - 0,43 \frac{d}{d_{\text{вн}}}} \sqrt{\frac{0,19P_p}{\sigma_{\text{доп}}^* 100} \left( \frac{d_{\text{вн}}}{\delta} \right)^2 - 1} + C, \quad (9.21)$$

де  $\delta$  – товщина стінки корпусу посудини, мм;  $d$  – діаметр отвору в днищі, мм; решта позначень ті ж, що і для еліптичних днищ.

Товщину плоских днищ, конструкції яких показані на рис. 9.4 і 9.5, також можна приблизно розрахувати за формулою

$$\delta = D \sqrt{\frac{K \cdot P_p}{100 \cdot \sigma_{\text{доп}}^*}} + C, \quad (9.22)$$

де  $D$  – розрахунковий діаметр днища, мм;  $K$  – коефіцієнт, що характеризує конструкцію днища.

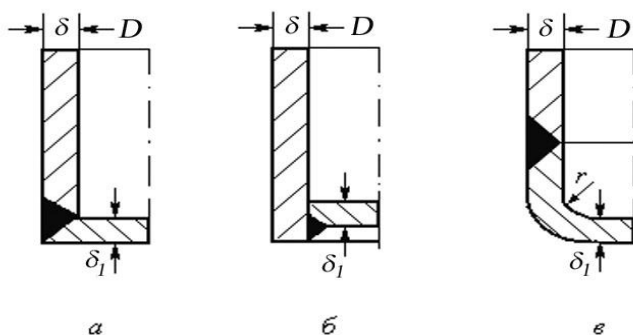


Рисунок 9.4 – Способи приварювання плоских кришок і днищ до корпусів посудин і значення коефіцієнта  $K$  для них:

$a - K = 0,75$ ;  $б - K = 0,5$ ;  $в - r = 2,53, \delta \leq \delta_1, K = 0,85$



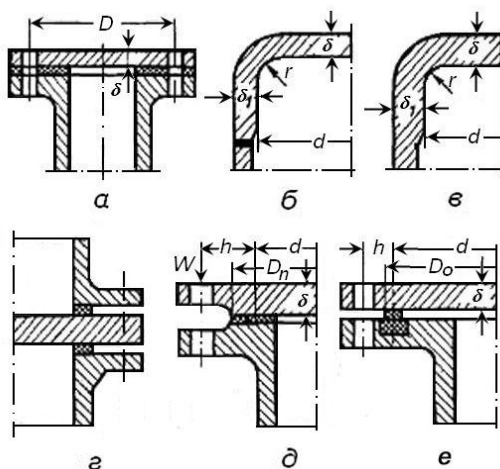


Рисунок 9.5 – Способи з'єднання плоских днищ з корпусом посудини:

*a* – на болтах при суцільній прокладці; *б* – приварне; *в* – виконане разом з обичайною; *г* – днище-заглушка, затиснуте між фланцями; *д* – на болтах з прокладкою до болтів; *е* – на болтах з жорсткою прокладкою

Значення коефіцієнта  $K$  приймаються такими: для плоских приварних днищ і днищ, що прикріплюються до корпусу посудини по різі, він дорівнює 0,75 (рис. 9.4, *a*); для плоских зварюваних днищ – 0,5 (рис. 9.4, *б*); для днищ, що прикріплюються до корпусу посудини болтами при суцільній прокладці, – 0,16 (рис. 9.5, *a*); для плоских штампованих приварних днищ з відбортовкою з радіусом кривизни між стінкою і площиною не менше трьох товщин днища – 0,25 (рис. 9.5, *б*); для днищ-заглушок, жорстко затиснутих між двома фланцями, – 0,19 (рис. 9.5, *г*).

## 9.4. Розрахунок на міцність болтових фланцевих з'єднань вузлів і елементів парогенераторів АЕС

Болтові фланцеві з'єднання вузлів і елементів парогенераторів АЕС повинні забезпечувати щільність і міцність деталей, що сполучаються, зручність і швидкість їх збирання і розбирання, і бути простими і

дешевими у виготовленні. Для створення щільності болтових фланцевих з'єднань між фланцями закладаються прокладки з різних ущільнювальних матеріалів: параніту, азбесту, прядива, картону, гуми і інших. При затягуванні болтів плоска прокладка стискається, заповнюючи найдрібніші нерівності на поверхнях деталей, що сполучаються, і створює необхідну щільність фланцевого з'єднання.

Метою розрахунку на міцність болтових фланцевих з'єднань вузлів і елементів парогенераторів АЕС є розрахунок зусиль, необхідних для затягування болтів, і визначення розмірів болтів, прокладок і фланців.

Зусилля, необхідне для первинного стискування прокладки при затягуванні болтів,  $P'_{\text{пр}}$ , розраховується за формулою

$$P'_{\text{пр}} = \pi \cdot b \cdot d_{\text{сер}} \cdot q_0, \quad (9.23)$$

де  $b$  – ефективна ширина прокладки, мм;  $d_{\text{сер}}$  – середній діаметр кільця прокладки, мм;  $q_0$  – питомий тиск на робочу поверхню прокладки, МПа.

У робочому стані прокладки зазвичай затягнуті нерівномірно по перерізу і по колу фланця. Для розрахунку прийнято брати деяку ефективну ширину прокладки  $b$ :

$$\begin{aligned} b &= b_0 \quad \text{при } b_0 \leq 10 \text{ мм;} \\ b &= \sqrt{b_0} \quad \text{при } b_0 > 10 \text{ мм,} \end{aligned} \quad (9.24)$$

де  $b_0$  – дійсна ширина прокладки, мм.

Питомий тиск на робочу поверхню прокладки  $q_0$  залежить від товщини, форми і матеріалу прокладок. Для паранітових і азбестових прокладок значення питомого тиску  $q_0$  залежно від товщини прокладок  $S$  наведено в табл. 9.4.

Таблиця 9.4

Товщина і питомий тиск паранітових і азбестових прокладок болтових фланцевих з'єднань

$S$ , мм	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8
$q_0$ , МПа	4000	2000	1600	1300	1200	1100	1050

Необхідно відзначити, що чим менша товщина прокладок, тим надійніша щільність з'єднань. У болтових фланцевих з'єднаннях вузлів і елементів парогенераторів АЕС зазвичай застосовуються паранітові прокладки завтовшки  $1,5 \div 2,5$  мм.

Необхідна щільність в болтовому фланцевому з'єднанні забезпечується при прикладенні зусилля

$$P''_{\text{пр}} = \pi \cdot b \cdot d_{\text{сер}} \cdot q, \quad (9.25)$$

де  $q = mp$  – мінімальний питомий тиск на робочу поверхню прокладки, МПа: тут  $p$  – робочий тиск середовища в посудині, МПа;  $m$  – коефіцієнт, який для плоских прокладок фланців кришок і днищ дорівнює 1,2, а для плоских прокладок фланців трубопроводів – 1,5.

Зусилля на прокладку  $P$ , що створюється внутрішнім тиском середовища в посудині, розраховується як

$$P = \frac{\pi}{4} d_{\text{пр}}^2 p, \quad (9.26)$$

де  $d_{\text{пр}}$  – зовнішній діаметр прокладки, мм.

Зусилля  $P'_6$ , що передається на болти, приймається таким, що дорівнює найбільшому з нижченаведених значень:

$$\left. \begin{aligned} P'_6 &= P''_{\text{пр}}; \\ P'_6 &= P''_{\text{пр}} + 0,9p \end{aligned} \right\}. \quad (9.27)$$

У свою чергу, розрахункове зусилля в болтах  $P_6$  приймається таким, що дорівнює найбільшій з величин:

$$\left. \begin{aligned} P_6 &= P''_{\text{пр}} + p; \\ P_6 &= P'_6 + 0,01p \end{aligned} \right\}. \quad (9.28)$$

Внутрішній діаметр різі болтів або шпильок фланцевого з'єднання  $d_{\text{вн}}$  визначається за формулою

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \sqrt{\frac{P_6}{z \cdot \sigma_6}}, \quad (9.29)$$

де  $z$  – кількість болтів, кратна чотирьом;  $\sigma_6 = k_6 \sigma_6^t$  – допустима напруга для матеріалу болтів, МПа. Значення поправкового коефіцієнта  $k_6$  приймається залежно від зовнішніх діаметрів болтів  $d_6$  (табл. 9.5).

Таблиця 9.5

Значення поправкових коефіцієнтів  $k_6$  для болтів різних діаметрів

$d_6$ , мм	12	14	16	18	20	22	>22
$k_6$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Значення умовних допустимих напруг для різних матеріалів болтів  $\sigma_6^t$  наведено в табл. 9.6, причому розрахункова температура матеріалів фланців і болтів приймається такою, що дорівнює розрахунковій температурі середовища в посудині.

Нормальний крок між осями болтів і шпильок складає  $(3,5 \div 4,0) d_6$ .

Таблиця 9.6

Умовні допустимі напруги  $\sigma_6^t$  для болтів (шпильок),  
виготовлених з різних сталей

Розрахункова температура, °С	$\sigma_6^t$ , МПа							
	Ст.3	Ст.20	Ст.25	Ст.30	Ст.35	Ст.40	30ХМА	25Х2МФА
20	900	1020	1 130	1200	1300	1400	2400	3000
100	860	970	1070	1 150	1260	1340	2250	2800
200	830	930	1010	1100	1200	1300	2050	2750
250	810	900	970	1040	1070	1150	1950	2700
300	780	850	900	930	970	1010	1850	2600
350	690	740	800	830	860	890-	1750	2450
375	640	690	750	770	800	830	1650	2300
400	600	640	700	720	750	770	1600	2100

Для вузлів і елементів парогенераторів АЕС найчастіше застосовуються такі типи цілісних фланців: круглі фланці з пластичних матеріалів (плоскі і з конічною шийкою) і вільні фланці (рис. 9.6).

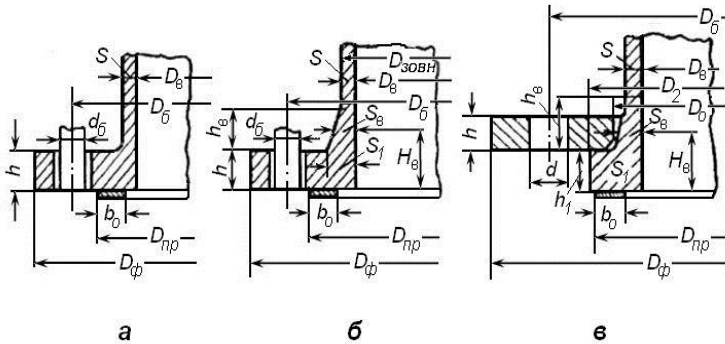


Рисунок 9.6 – Цілісні фланці:

*a* – плоский круглий без шийки; *б* – круглий з конічною шийкою (втулкою); *в* – вільний

Розглянемо порядок їх розрахунків.

Як розрахункова висота цілісних плоских круглих фланців без шийки з пластичних матеріалів приймається величина  $h$  (рис. 9.6, *a*), яка визначається за однією з таких формул:

$$h = \sqrt[3]{\frac{1}{E^t} [P_б(D_б - D_в - S - d_б) - 1,6D_в\sigma_t'S^2\eta]}; \quad (9.30)$$

$$h = 1,19 \sqrt[3]{\frac{P_б(D_б - D_{нр} - d_б)(D_ф + D_в)}{E^t z^2 \eta \Psi_d(D_ф - D_в)}}; \quad (9.31)$$

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_ф - D_в}{D_б - D_в - S} - \frac{D_ф - D_б}{D_б}}} \sqrt{\frac{P_б}{\sigma_t'\eta} - \frac{1,4D_вS^2}{D_б - D_в - S - d_б}}. \quad (9.32)$$

У формулах (9.30)÷(9.32) прийняті такі позначення:  $E^t$  – модуль пружності матеріалу фланця при розрахунковій температурі, МПа;  $\sigma_T^t$  – межа текучості матеріалу фланця при тій же розрахунковій температурі, МПа;  $P_6$  – розрахункове зусилля в болтах, МПа;  $\eta$  – поправковий коефіцієнт (табл. 9.2);  $\Psi_d$  – допустимий кут викривлення фланцевого з'єднання в кільцевому напрямі: для прокладок з параніту  $\Psi_d = 4,0 \cdot 10^{-4}$ , для прокладок з гуми  $\Psi_d = 3,0 \cdot 10^{-3}$ , для металевих прокладок і безпрокладочних з'єднань  $\Psi_d = 2,0 \cdot 10^{-5}$ .

Інші величини, що входять у формули (9.30)÷(9.32), позначені на рис. 9.6, а. Тут  $D_\phi$  – зовнішній діаметр фланця, мм;  $D_B$  – внутрішній діаметр фланця, мм;  $S$  – товщина стінки фланця, мм;  $D_{np}$  – зовнішній діаметр прокладки, мм;  $D_6$  – осьовий діаметр болтових з'єднань, мм;  $d_6$  – діаметр болта, мм.

При діаметрах умовного проходу (внутрішнього діаметра фланця)  $D_y \geq 400$  мм для розрахунку висоти  $h$  плоских круглих фланців без шийки застосовуються формули (9.30) і (9.31) і вибирається більше з двох отриманих розрахункових значень  $h$ . При діаметрах умовного проходу  $D_y < 400$  мм для визначення  $h$  застосовуються формули (9.31) і (9.32) і також вибирається більше з двох отриманих розрахункових значень.

Висота  $h$  плоскої частини цілісних круглих фланців з конічною шийкою (втулкою) з пластичних матеріалів (рис. 9.6, б) визначається за такими формулами:

$$h = 1,5 \sqrt[3]{\frac{P_6 l_1 (D_\phi + D_B)}{E^t z^2 \eta \Psi_d (D_\phi - D_B)}}; \quad (9.33)$$

$$h = \frac{0,84}{\sqrt{\frac{D_\phi - D_B}{D_6 - D_B - S} - \frac{D_\phi - D_6}{D_6}}} \sqrt{\frac{P_6}{\sigma_T^t \eta} - \frac{0,7 D_B k}{l_2}}. \quad (9.34)$$

При діаметрах умовного проходу  $D_y \leq 400$  мм для розрахунку висоти  $h$  плоскої частини круглих фланців з конічною шийкою  $h$  застосовується формула (9.33), а при діаметрах умовного проходу

$D_y < 400$  мм застосовуються формули (9.32), (9.33) і (9.34) і вибирається більше з трьох отриманих розрахункових значень  $h$ .

У формулах (9.33) і (9.34) значення лінійних розмірів  $l_1$  і  $l_2$  і коефіцієнти зведення  $k$  визначаються таким чином:

для неметалевих прокладок  $l_1 = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}} - d_6);$

для металевих прокладок  $l_1 = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}} - b_0 - d_6);$

для лінзових прокладок  $l_1 = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}});$

незалежно від матеріалу  $l_2 = 0,5(D_6 - D_{\text{в}} - S - d_6);$

для лінзових прокладок  $l_2 = 0,5(D_6 - D_{\text{пр}});$

$$k = f(\gamma), \text{ де } \gamma = \frac{2h_{\text{в}}}{\sqrt{D_{\text{в}}(S_1 - S)}};$$

при  $\gamma \geq 1$  і  $h \geq S_1$   $k = 0,78S_1^2;$

при  $\gamma < 1$  і  $h \geq S_1$   $k = 0,78((S_1^2 - S)\gamma + S^2).$

Для фланців з діаметрами умовного проходу  $D_y \geq 400$  мм розрахункова товщина втулки фланця  $S_{\text{в}}$  і її розрахункова висота  $H_{\text{в}}$  (рис. 9.6, б) визначаються за такими формулами:

$$S_{\text{в}} = 1,1 \sqrt{\frac{1}{D_{\text{в}} \sigma_{\text{т}}^t \eta} \left[ P_6 l_2 - 2,65 \cdot 10^{-3} E^t h^3 \left( \frac{D_{\text{ф}}}{D_{\text{в}}} - 1 \right) \right]}; \quad (9.35)$$

$$H_{\text{в}} = 0,5 \left( 20 D_{\text{ф}} \frac{\sigma_{\text{т}}^t}{E^t} + h \right). \quad (9.36)$$

Якщо в результаті розрахунку виявляється, що  $H_{\text{в}} \leq h$ , то проєктована конструкція фланця приймається без конічної втулки.

Висота конічної втулки фланця  $h_{\text{в}}$  (рис. 9.6, б) визначається за такими формулами:

для кованих і приварних фланців

$$h_b = 2,5(S_1 - S); \quad (9.37)$$

для литих фланців

$$h_b = 5(S_1 - S). \quad (9.38)$$

Литі фланці у всіх випадках виконуються з конічною втулкою.

Перед розрахунком розмірів конструкції вільного фланця (рис. 9.6, в) за значенням діаметра умовного проходу  $D_y$  вибираються такі розміри: осьовий діаметр отворів під болти  $D_6$ , зовнішній діаметр бурту  $D_2$ , середній діаметр прокладки  $D_{пр}$ , кількість болтів  $z$ .

Зовнішній діаметр фланця  $D_\phi$  визначається таким чином: спочатку розраховується значення  $D_0$  за формулою

$$D_0 = D_6 + 2d_6 + 5, \quad (9.39)$$

а потім для визначення  $D_\phi$  отримане розрахункове значення  $D_0$  округляється до найближчого більшого значення, що закінчується на 0 або 5.

Внутрішній діаметр фланця  $D_b$  визначається таким чином.

Спочатку розраховується значення  $D_0$  за однією з формул

$$D_0 = D_b + 2S_1 + 3, \quad \text{при } D_y < 50 \text{ мм}; \quad (9.40)$$

$$D_0 = D_b + 2S_1 + 6, \quad \text{при } D_y \geq 50 \text{ мм}. \quad (9.41)$$

Потім для визначення  $D_b$  отримане значення  $D_0$  округляється до найближчих більших значень: у першому випадку – до парних, а в другому – до тих, що закінчуються на 0 або 5.

Висота вільного фланця  $h$  обчислюється за такими формулами:

$$\text{при } D_y \geq 400 \text{ мм} \quad h = 1,3 \sqrt{\frac{P_6 l (D_\phi - D_0)}{D_\phi \sigma'_t \eta (D_\phi - D_0 - 2d) \frac{D_\phi}{D_0}}}; \quad (9.42)$$

при  $50 \leq D_y < 400 \text{ мм}$



$$h = \frac{0,8}{\sqrt{\frac{D_{\phi} - D_0}{D_6 - D_2} - \frac{D_{\phi} - D_6}{D_6}}} \sqrt{\frac{P_6(D_B - D_0)}{\sigma_T^t \eta (D_{\phi} - D_0 - 2d)}}. \quad (9.43)$$

У формулах (9.42) і (9.43) значення лінійного розміру  $l$  складає:  
для фланців з прокладками між плоскими поверхнями

$$l = 0,5(D_6 - D_{np} - b_0 - d_6);$$

для фланців з прокладками в з'єднанні «виступ-западина»

$$l = 0,5(D_6 - D_{np} - d_6),$$

де  $b_0$  – ширина кільця прокладки, мм.

Висота бурту фланців без конічної втулки  $h_1$  визначається за такими формулами:

$$h_1 = 4,26 \sqrt[3]{\frac{1}{E^t} [P_6(D_2 - D_B - S) - 1,6D_B \sigma_T^t \eta S^2]}; \quad (9.44)$$

$$h_1 = 1,19 \sqrt[3]{\frac{P_6(D_2 - D_{np})(D_2 + D_B)}{E^t z^2 \eta \Psi_d(D_2 - D_B)}}; \quad (9.45)$$

$$h_1 = 0,8 \sqrt{\left( \frac{D_2 - D_B - S}{D_2 - D_B} \right) \left( \frac{P_6}{\sigma_T^t \eta} - \frac{1,56D_B S^2}{D_2 - D_B - S} \right)^2}; \quad (9.46)$$

$$h_1 = 0,8 \sqrt{\left( \frac{D_2 - D_B - S}{D_2 - D_B} \right) \left( \frac{P_6}{\sigma_T^t \eta} - \frac{1,56D_B k}{D_2 - D_B - S} \right)}. \quad (9.47)$$

При діаметрах умовного проходу  $D_y \geq 400$  мм висота бурту фланців без конічної втулки визначається за формулами (9.44) і (9.45) і вибирається більше з двох отриманих значень, а при діаметрах умовного проходу  $D_y < 400$  мм висота бурту визначається за формулами (9.46) і (9.47) і також вибирається більше з двох отриманих значень  $h_1$ .

Висота бурту у фланцях з конічною втулкою  $h_1$  при діаметрах умовного проходу  $D_y \geq 400$  мм визначається за формулою (9.45), а при діаметрах умовного проходу  $D_y < 400$  мм береться більше значення  $h_1$  з отриманих за формулами (9.46) і (9.47).

Для фланців з конічною втулкою при діаметрах умовного проходу  $D_y \geq 400$  мм розрахункова товщина втулки  $S_b$  і її розрахункова висота  $H_b$  визначаються відповідно як

$$S_b = 1,1 \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \sigma'_T \eta} \left[ P_0 (D_2 - D_b - S) - 2,65 \cdot 10^{-3} E^t h_1^3 \left( \frac{D_2}{D_b} - 1 \right) \right]}; \quad (9.48)$$

$$H_b = 0,5 \left( 20 D_2 \frac{\sigma'_T}{E^t} + h_1 \right). \quad (9.49)$$

При діаметрах умовного проходу  $D_y < 400$  мм розрахункова товщина втулки  $S_b$  і її розрахункова висота  $H_b$  визначаються конструктивно.

## 9.5. Перевірочний розрахунок конструкцій елементів парогенераторів АЕС у вигляді оболонок на стійкість

Конструктивні елементи парогенераторів АЕС у вигляді оболонок, що зазнають дії стискальних навантажень, після розрахунку на міцність перевіряються на стійкість. Перевірочний розрахунок на стійкість елементів парогенераторів АЕС у вигляді оболонок проводиться в такій послідовності.

1. Уточнюється форма елемента і його розміри, що вибрані з конструктивних міркувань і що задовольняють умови міцності.

2. По довідниках визначаються значення характеристик матеріалу елемента: модуль пружності  $E^t$ , коефіцієнт Пуассона  $\mu$ , межа текучості  $\sigma'_T$  при розрахунковій температурі.

3. За значеннями середнього діаметра оболонки  $D$  і за товщиною її стінки  $\delta$  визначається критична довжина оболонки  $L_{кр}$  за формулою

$$L_{кр} = 1,642 \sqrt{1 - \mu^2} D \sqrt{\frac{D}{\delta}} \quad (9.50)$$

або за допомогою графіка, наведеного на рис. 9.7.

Якщо  $L \geq L_{кр}$ , то оболонка розраховується як довга, а якщо  $L < L_{кр}$  – як коротка ( $L$  – довжина оболонки).

4. Розраховується значення теоретичного критичного тиску на оболонку  $P_{кр}^t$  залежно від її форми і характеру навантажень.

Для довгої оболонки теоретичний критичний поперечний (бічний) зовнішній тиск визначається як

$$P_{кр}^t = \frac{E^t}{4(1 - \mu^2)} \left( \frac{\delta}{r} \right)^3. \quad (9.51)$$

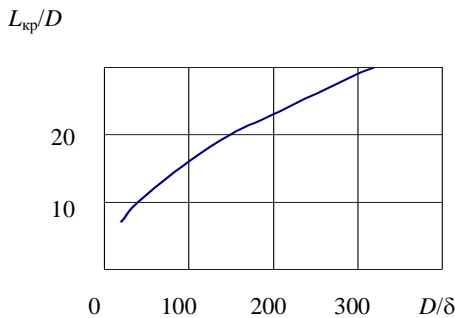


Рисунок 9.7 – Залежність критичної довжини циліндричної оболонки від діаметра оболонки і товщини стінки

Для короткої оболонки теоретичний критичний поперечний зовнішній тиск визначається за формулою

$$P'_{\text{кр}} = \frac{E^t \delta}{r} \frac{1}{\left(n^2 + \frac{1}{2} \frac{\pi^2 r^2}{L^2}\right)} \left[ \frac{1}{\left(\frac{n^2 L^2}{\pi^2 r^2} + 1\right)} + \frac{\delta^2}{12(1-\mu^2)r^2} \left(n^2 + \frac{\pi^2 r^2}{L^2}\right)^2 \right], \quad (9.52)$$

$$\text{де} \quad n^2 = \frac{\pi D}{L} \sqrt{\frac{0,75 D \sqrt{1-\mu}}{\delta}}. \quad (9.53)$$

У формулах (9.51) і (9.52)  $r$  – середній радіус оболонки, мм.

Теоретичний критичний поперечний зовнішній тиск для сферичних або еліптичних днищ обчислюється за формулою

$$P'_{\text{кр}} = 0,30 E^t \left(\frac{\delta}{r}\right)^2, \quad (9.54)$$

де для сферичних днищ  $r$  – середній радіус днища, а для еліптичних днищ  $r$  – найбільший радіус кривизни днища (у полюсі) по серединній поверхні, мм.

При осьовому навантаженні теоретичний критичний тиск для дуже довгої оболонки ( $L > 40D$ ) (рис. 9.8, а) визначається за рівнянням

$$P'_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 (d_{\text{зовн}}^4 - d_{\text{вн}}^4) E^t}{64 L_{\text{прив}}^2}, \quad (9.55)$$

де  $d_{\text{зовн}}$ ,  $d_{\text{вн}}$  – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри оболонки, мм;

$L_{\text{прив}} = L$  – для оболонки, що має вільну торцеву опору;  $L_{\text{прив}} = L/2$  – для оболонки, затисненої з двох торців.

Теоретична критична напруга при осьовому стискуванні для короткої оболонки (рис. 9.8, б) обчислюється за формулою

$$\sigma_{\text{кр}} = 2,35 E^t \left(\frac{\delta}{r}\right)^{3/2} \quad (9.56)$$

і дорівнює за величиною теоретичному критичному тиску, тобто

$$\sigma_{\text{кр}} = P_{\text{кр}}^t.$$

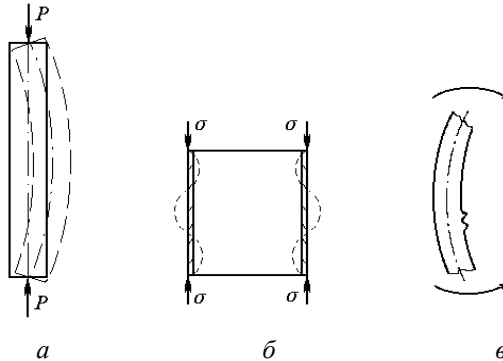


Рисунок 9.8 – Осьове навантаження:

*a* – для дуже довгої оболонки; *б* – для короткої оболонки;  
*в* – чистий вигин оболонки

Умова стійкості при сумісній дії бічного (поперечного) тиску  $P$  і осьової стискальної напруги  $\sigma$  визначається, виходячи з формули

$$\frac{\sigma}{\sigma_{\text{кр}}} + \frac{P}{P_{\text{кр}}^t} \leq 1. \quad (9.57)$$

Теоретична критична напруга у разі чистого вигину оболонки (рис. 9.8, *в*) розраховується за формулою

$$\sigma_{\text{виг}} = 0,22E^t \left( \frac{\delta}{r} \right) \quad (9.58)$$

і також дорівнює за величиною теоретичному критичному тиску  $P_{\text{кр}}^t$ , тобто  $\sigma_{\text{виг}} = P_{\text{кр}}^t$ .

5. Визначається дійсний критичний тиск на оболонку  $P_{\text{кр}}^{\text{д}}$  за формулою

$$P_{\text{кр}}^{\text{д}} = \eta_1 \eta_2 P_{\text{кр}}^t, \quad (9.58)$$

де  $\eta_1$  – поправковий коефіцієнт, що характеризує недосконалість геометричної форми оболонки, значення якого знаходяться в діапазоні  $0,65 \div 1,0$ ;

$\eta_2$  – поправковий коефіцієнт, що характеризує відхилення властивостей матеріалу оболонки від закону Гука у момент втрати стійкості, значення якого визначається по графіку, наведеному на рис. 9.9, де

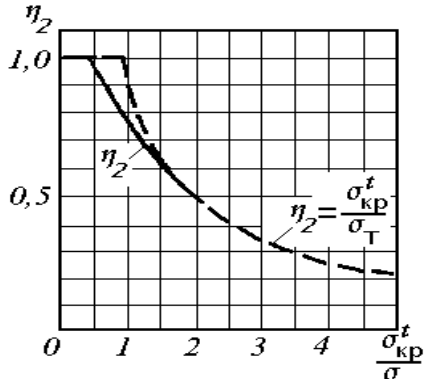
$$\sigma_{\text{кр}}^t = \eta_1 \frac{r}{\delta} P_{\text{кр}}^t.$$


Рисунок 9.9 – Залежності поправкового коефіцієнта  $\eta_2$  (суцільна лінія – при  $\sigma_{\text{кр}}^t / \sigma_T \leq 2$ ; пунктирна – при  $\sigma_{\text{кр}}^t / \sigma_T > 2$ )

6. Приймається коефіцієнт запасу стійкості оболонки  $N$ , що є відношенням дійсного критичного тиску на оболонку  $P_{\text{кр}}^{\text{д}}$  до робочого тиску на неї  $P_p$ , тобто  $N = P_{\text{кр}}^{\text{д}} / P_p$ . Для елементів

парогенераторів АЕС у вигляді оболонок рекомендується приймати  $N \geq 3$ ; при пробному гідравлічному випробуванні допускається приймати  $N \geq 2,5$ .

Перевірка стійкості елементів парогенераторів АЕС у вигляді тонкостінних оболонок, укріплених кільцевими ребрами жорсткості, здійснюється в такій послідовності:

- уточнюється кількість кільцевих ребер і їх положення по довжині тонкостінної оболонки;
- визначається момент інерції ребра жорсткості з приєднаним пояском оболонки і це кільце перевіряється на стійкість;
- якщо кільце виявляється недостатньо стійким, то для збільшення моменту інерції і, отже, для збільшення значення критичної напружки змінюється його профіль.

Втрата стійкості елементів парогенераторів АЕС у вигляді тонкостінних оболонок в умовах повзучості їх матеріалів може відбуватися протягом часу при навантаженнях, які менші від їх критичних навантажень. Тому метою перевірки на стійкість елементів парогенераторів АЕС у вигляді стиснутих тонкостінних оболонок в умовах повзучості їх матеріалів є визначення критичного часу дії навантажень на них.

## **9.6. Різні види розрахунків надійності вузлів і елементів парогенераторів АЕС**

На початку цього розділу наголошувалося, що для забезпечення надійної і безпечної експлуатації парогенераторів АЕС в процесі їх проектування проводяться такі основні види міцнісних розрахунків вузлів і елементів конструкцій парогенераторів: на міцність – з метою визначення максимальної напруги і навантажень; на стійкість під дією стискальних навантажень; на жорсткість і компенсуючу здатність – з метою визначення максимальних деформацій і вибору компенсаційних пристроїв; на визначення термічної напруги і деформацій – з метою оцінки їх впливу на надійність і працездатність конструкцій; на вібрацію трубних систем – з метою визначення власних частот і максимальних амплітуд коливань трубок. Перші два види розрахунків достатньо детально розглянуто в попередніх підрозділах цього розділу. Зупинимось коротко на обґрунтуваннях, особливостях і основних положеннях розрахунків вузлів і елементів парогенераторів АЕС на жорсткість, на визначення термічної напруги і деформацій, на вібрацію трубних систем.

При розрахунку на жорсткість вузлів і елементів парогенераторів АЕС необхідно враховувати, що в деяких випадках від конструкцій вузлів і елементів парогенераторів потрібна велика жорсткість, що характеризується здатністю конструкцій трохи змінювати свою форму під дією прикладених навантажень. Вимогу великої жорсткості повинні задовольняти, наприклад, різні фланцеві з'єднання, розміри яких вибираються з розрахунком забезпечення їх необхідної щільності при експлуатації парогенераторів. Іноді, навпаки, конструктивні вузли і елементи парогенераторів АЕС мають бути дуже податливими (здатними значно змінювати первинну форму без погіршення при цьому показників міцності). Прикладом таких

конструктивних вузлів і елементів можуть служити трубопроводи, що працюють в умовах самокомпенсації термічних подовжень, і різного вигляду компенсаційні пристрої (лінзові і торові компенсатори, сильфони).

Щодо розрахунків термічної напруги і деформацій у вузлах і елементах парогенераторів АЕС необхідно відзначити, що які-небудь загальні теоретичні рекомендації щодо обліку впливу на надійність термічної напруги і деформацій, що виникають в конструкціях парогенераторів, не можуть бути запропоновані у зв'язку з неоднаковими умовами роботи вузлів і елементів парогенераторів, різними властивостями вживаних матеріалів і іншими причинами. Проте великий досвід експлуатації вузлів і елементів парогенераторів АЕС, що працюють в умовах термічної напруги, дозволив все ж таки виявити деякі закономірності і виробити практичні рекомендації для ряду конкретних випадків.

По-перше, за стаціонарних умов роботи вузлів і елементів парогенераторів АЕС, виготовлених з матеріалів з хорошими пластичними властивостями, що зберігаються в процесі всього періоду експлуатації парогенераторів, термічна напруга в елементах конструкцій не знижує їх надійності. Це пояснюється тим, що термічна напруга, що виникає в результаті нерівномірності нагріву і, отже, неоднакового розширення різних шарів матеріалів конструкцій, зменшується унаслідок повзучості матеріалів. Максимальна напруга виникає, як правило, в зонах найбільших температур, і саме в цих зонах релаксація термічної напруги відбувається особливо інтенсивно.

По-друге, для вузлів і елементів парогенераторів АЕС, виготовлених з матеріалів з обмеженою пластичністю або з матеріалів, що значно знижують свої пластичні властивості в процесі експлуатації парогенераторів, необхідно оцінювати надійність на основі розрахунку сумарних значень напруги від зовнішнього силового навантаження  $\sigma = f(P)$  і термічної напруги  $\sigma = f(\Delta t)$ .

По-третє, термічна напруга може робити істотний вплив на деформацію конструкцій окремих деталей вузлів і елементів парогенераторів АЕС (на зміну їх довжин, зазорів), а також на вібрацію гнучких елементів (головним чином, трубок) і на їх стійкість.



По-четверте, при оцінці працездатності і надійності конструкцій вузлів і елементів парогенераторів АЕС слід враховувати додаткову напругу самокомпенсації, що виникає в результаті неоднакового нагріву конструкцій, що мають різні жорсткості.

По-п'яте, при багаторазових різких змінах температури в певних умовах може відбуватися термоутомне руйнування деяких конструкцій вузлів і елементів парогенераторів АЕС, у тому числі і виготовлених з пластичних матеріалів, що знаходяться в таких зонах, в яких пластична деформація з конструктивних причин утруднена. Такі конструкції вузлів і елементів парогенераторів АЕС вимагають спеціальної перевірки на термостійкість.

При розрахунку на вібрацію трубних систем поверхонь теплообміну парогенераторів АЕС необхідно мати на увазі, що вібрація трубок парогенераторів може виникнути з двох основних причин.

По-перше, вібрація трубок може відбуватися під впливом періодичної змушуючої сили, що, виникає, наприклад, в результаті періодичних трясінь, що передаються корпусу парогенератора від працюючих живильних або головних циркуляційних насосів. Найбільш небезпечним є випадок, коли частота змушуючої сили, і частота власних коливань трубок парогенератора або збігаються (явище резонансу), або достатньо близькі до збігу. Вважається, що для забезпечення надійної роботи парогенераторів АЕС частота власних коливань трубок має не менше ніж на 25 % відрізнятися від частоти коливань змушуючої сили. Необхідно відзначити, що подовжні зусилля на трубки істотно впливають на частоту їх власних коливань, причому стискальні зусилля зменшують частоту власних коливань трубок, а розтягальні зусилля збільшують їх.

По-друге, вібрація трубних систем може бути наслідком самозбудних поперечних коливань трубок. В цьому випадку амплітуда самозбудних поперечних коливань трубок залежить від швидкості потоку робочої речовини або теплоносія в міжтрубному просторі парогенераторів: при збільшенні швидкості потоку амплітуда коливань трубок збільшується, а при зменшенні швидкості потоку амплітуда коливань трубок зменшується.

Розрахунок трубок парогенераторів АЕС на вібрацію і надійність поверхонь теплообміну полягає у визначенні власної частоти і максимальної амплітуди коливань трубок за заданих умов їх закріплення в трубних дошках, а також у визначенні найбільшої напруги в них і в перевірці їх на міцність.

## **Р о з д і л 10**

### **РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРОГЕНЕРАТОРІВ І ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕНЕРГОБЛОКІВ АЕС МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

#### **10.1. Основні методичні положення розрахунків і оптимізації параметрів енергоблоків АЕС методами математичного моделювання**

Сучасні енергоблоки АЕС є складними технічними системами. Вони включають безліч взаємозв'язаного між собою устаткування різного технологічного призначення, що забезпечує виконання енергоблоками складної функції у вигляді виробництва електричної енергії і теплоти. Такі системи характеризуються багатопараметричністю, складним структурним і функціональним зв'язком параметрів, наявністю обмежень на зміну параметрів і зв'язків, функціонуванням в умовах дії випадкових чинників, різноманітним фізико-хімічними процесів, що перебігають в них. У зв'язку з цим, повні математичні моделі функціонального стану

паротурбінних енергоблоків АЕС характеризуються великою кількістю нелінійних (у багатьох випадках трансцендентних) математичних відношень, містять неявні функції і дуже вимогливі до ресурсів обчислювальної техніки. Це утрудняє їх широке застосування для розв'язання задач системного аналізу якості функціонування енергоблоків.

Оптимізація окремих параметрів і характеристик устаткування енергоблоків АЕС тісно пов'язана з процесами їх проектування і конструювання. Вихідними даними для проведення перших попередніх оптимізаційних розрахунків в процесі проектування є конструктивні опрацювання устаткування. Результати попередньої оптимізації, що враховують зміну початкових даних в допустимому діапазоні значень, служать підставою для нових оптимізаційних розрахунків параметрів і конструкцій устаткування з урахуванням специфіки умов його роботи. Таким чином, оптимізація параметрів і характеристик устаткування енергоблоків АЕС є складним ітераційним процесом, а кожен етап оптимізаційних досліджень у міру створення і вдосконалення устаткування характеризується своїми методами і засобами.

На першому етапі оптимізації об'єм інформації про об'єкт, що оптимізується, мінімальний, а початкові дані мають значну похибку. Тому часто неможливо достатньо точно описати взаємозв'язок параметрів як між собою, так і з цільовою функцією. У зв'язку з цим на першому етапі оптимізаційних розрахунків найбільш ефективні аналітичні методи оптимізації. Вони дозволяють наочно виявити вплив співвідношень між вихідними даними, отримати з мінімальними витратами часу і засобів загальні залежності для визначення оптимальних параметрів при різноманітних поєднаннях техніко-економічних чинників.

На подальших етапах об'єм інформації про об'єкт оптимізації істотно збільшується. Виявляються нові термодинамічні, конструктивні, режимні чинники і необхідні технічні обмеження. Оскільки ці етапи пов'язані вже безпосередньо зі створенням устаткування, то необхідно точніше і повніше враховувати всі чинники, що впливають на цільову функцію, а це значно збільшує кількість параметрів, що оптимізуються. В той же час взаємозв'язок між параметрами стає складнішим, і

отримати аналітичний розв'язок можливо тільки при значному спрощенні (ідеалізації) реальних залежностей.

При математичному моделюванні енергоблоків застосовуються такі методи ідеалізації: розчленування на простіші технологічні підсистеми (метод декомпозиції); виділення найбільш істотних властивостей і дій на них в параметричній формі (метод макромодельовання); лінеаризація нелінійних моделей в деякій області зміни змінних (метод лінеаризації); зведення системи з розподіленими параметрами до системи із зосередженими параметрами; нехтування динамічними властивостями технологічних процесів.

На етапах остаточних оптимізаційних досліджень найбільш ефективним методом оптимізації є метод імітаційного моделювання, який дозволяє досягти необхідного ступеня точності в описі об'єкта, що оптимізується, і використовувати спеціальні математичні методи знаходження оптимуму при розв'язанні багатofакторних задач неопуклого математичного програмування.

Для ефективної реалізації задач, пов'язаних з визначенням оптимальних параметрів і конструкцій устаткування енергоблоків АЕС за допомогою математичного моделювання і добре розроблених методів багатofакторної оптимізації, необхідне виконання ряду вимог при їх постановці. Практика показує, що недоцільно оптимізувати за допомогою однієї математичної (імітаційної) моделі весь комплекс параметрів, що характеризують даний енергоблок, оскільки при такій постановці задачі оптимізації часто бувають взаємно некоректні унаслідок значної невідповідності в точності різної початкової інформації, нерівнозначності впливу параметрів на цільову функцію, специфічних відмінностей математичного опису різних вузлів і елементів енергоблоку. Для ефективної оптимізації параметрів енергоблоків АЕС необхідне створення системи взаємозв'язаних математичних моделей, що включають: групу докладних математичних моделей окремих вузлів і елементів устаткування енергоблоків; більш загальні математичні моделі для основного устаткування енергоблоків; повну математичну модель енергоблоків.

Відповідно до викладеного оптимізацію параметрів енергоблоків АЕС доцільно проводити за допомогою системи математичних моделей основного устаткування: реактора, парогенератора і турбоустановки. Основне устаткування, у свою чергу, доцільно розділяти на характерні

вузли. Таке розбиття дозволяє раціонально, з урахуванням специфічних особливостей функціональних залежностей між параметрами кожного вузла, побудувати їх математичні моделі і провести оптимізацію як окремих вузлів, так і основного устаткування енергоблоків АЕС шляхом послідовного уточнення.

Параметри кожного вузла можна розділити на дві групи: зовнішні параметри, що визначають взаємозв'язок між вузлами, і внутрішні параметри, що характеризують тільки даний вузол, значення яких залежать, в основному, від зовнішніх зв'язуючих параметрів.

Якщо для даного вузла число зовнішніх параметрів невелике, то оптимізацію його внутрішніх параметрів можна проводити в зоні їх передбачуваного оптимуму окремо від інших вузлів при фіксованих зовнішніх параметрах, а потім з урахуванням оптимальних значень внутрішніх параметрів проводити оптимізацію зовнішніх параметрів. Так, парогенератор пов'язаний з турбоустановкою такими параметрами: тепловою потужністю, тиском, витратами і температурами пари, що генерується, і живильної води. Оскільки число зв'язуючих параметрів відносно невелике, то внутрішні параметри парогенератора, такі, наприклад, як швидкість води в трубах теплообмінної поверхні, довжина трубок, їх зовнішній і внутрішній діаметри та інші, можна оптимізувати окремо від турбоустановки за значеннями параметрів пари, що генерується, і живильної води, наведених у вигляді обмежень. За цими ж значеннями окремо від парогенератора оптимізуються внутрішні параметри турбоустановки. Потім за допомогою відповідних математичних методів оптимізуються параметри пари, що генерується, і живильної води, які зв'язують парогенератор і турбоустановку.

Якщо число зв'язуючих параметрів між вузлами велике, то ці вузли доцільно оптимізувати спільно в єдиній моделі. Так, наприклад, необхідно спільно з основними теплогідрравлічними параметрами теплової схеми енергоблоків АЕС з реакторами ВВЕР оптимізувати внутрішні параметри їх систем зовнішньої сепарації і проміжного перегріву пари, оскільки вони зв'язані розділовим тиском пари, що нагрівається, витратами, тиском і температурами гріючої пари і пари, що нагрівається, на вході і виході із ступенів пароперегрівника, втратами тиску пари, що нагрівається, в ступенях пароперегрівника і т. ін.

Таким чином, задача оптимізації параметрів енергоблоків АЕС методами математичного моделювання включає: вибір критеріїв оптимальності (цільових функцій); розробку системи взаємозв'язаних математичних моделей відповідно до необхідного ієрархічного рівня оптимізаційних досліджень; вибір обчислювальних методів і алгоритмів оптимізації.

В даний час в практиці техніко-економічних досліджень в енергетиці критерієм оптимальності при порівнянні даних варіантів служать загальні приведені розрахункові річні витрати:

$$Z_p = pK + I, \quad (10.1)$$

де –  $p = 0,12$  нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;  $K$  – одноразові капітальні витрати;  $I$  – щорічні витрати.

Оскільки при виборі оптимальних параметрів устаткування енергоблоків необхідно визначити, поєднання яких параметрів забезпечить мінімум загальних приведених розрахункових річних витрат для всієї АЕС, то постійні складові витрат, що є однаковими для всіх даних варіантів, можна виключити. В результаті необхідно визначити мінімум

$$Z_p \rightarrow \min. \quad (10.2)$$

Основною вимогою при порівнянні варіантів за загальними приведеними розрахунковими річними витратами є умова забезпечення однакового енергетичного ефекту. Дуже важливо визначити, при яких заданих обмеженнях доцільно проводити оптимізацію: при постійній електричній потужності енергоблока АЕС або при постійній тепловій потужності реактора енергоблока АЕС. Якщо зводити варіанти до заданої постійної електричної потужності енергоблока АЕС, то необхідно створювати математичну модель, що описує функціонування всього устаткування енергоблока АЕС, і при цьому враховувати безперервну зміну теплової потужності реактора.

У атомній енергетиці з міркувань надійності і економії реактори зазвичай проектується на основі конструкцій стандартних твєлів, що мають фіксовані геометричні характеристики і певну теплову потужність. Сумарна теплова потужність реактора змінюється дискретно шляхом зміни кількості

працюючих твेलів, причому, що важливо, не пропорційно їх числу. Ця нерівномірність обумовлена тим, що енерговиділення в активній зоні реактора залежить ще і від геометричних розмірів самої зони. У зв'язку з цим враховувати безперервну зміну теплової потужності реактора в процесі оптимізації параметрів за умови заданої постійної електричної потужності енергоблока АЕС вельми важко. Тому доцільно оптимізувати параметри енергоблоків АЕС за умови постійної теплової потужності реактора, а зведення варіантів до рівного енергетичного ефекту здійснювати шляхом обліку зміни електричній потужності енергоблока, тобто введення так званої заміщаючої електричної потужності в енергосистемі. При такій постановці для розв'язання задач оптимізації основних теплогідрравлічних параметрів енергоблоків АЕС з реакторами, що охолоджуються водою під тиском, необхідні математичні моделі такого устаткування: реактора, парогенератора, турбіни, системи зовнішньої сепарації і проміжного перегріву пари, системи регенерації і системи «конденсатор – водоохолоджувач». Глибина деталізації математичного моделювання цього устаткування має ґрунтуватися на принципі рівної точності, тобто в кожній моделі необхідно враховувати параметри, що мають однаковий порядок впливу на цільову функцію.

## **10.2. Математичне моделювання і оптимізація параметрів прямотечійного гладкотрубного парогенератора АЕС**

Для АЕС з реакторами ВВЕР розроблено декілька типів парогенераторів, які відрізняються не тільки принципами генерації пари, але і конструктивними характеристиками. Створення єдиної математичної моделі, яка могла б описати всі можливі типи парогенераторів для АЕС з ВВЕР і усе різноманіття їх конструктивних характеристик, є дуже складним і трудомістким завданням. Крім того, така модель в кожному випадку застосування для конкретного типу парогенератора містила б дуже великий об'єм надмірної інформації, необхідної для розрахунку інших типів парогенераторів, як з погляду наявності початкових даних, так і з погляду наявності алгоритмів, що становлять сутність моделі.

У зв'язку з цим в практиці парогенераторобудування розробляються математичні моделі, кожна з яких описує певний тип парогенератора з урахуванням характерних для нього особливостей перебігу технологічних процесів і конструктивних вирішень окремих вузлів і елементів. Проте, незалежно від технологічних і конструктивних особливостей парогенераторів, принципи побудови їх моделей і алгоритми розрахунків подібні.

Розглянемо загальний алгоритм розрахунків парогенераторів АЕС на прикладі математичної моделі прямотечійного гладкотрубного парогенератора (рис. 10.1).



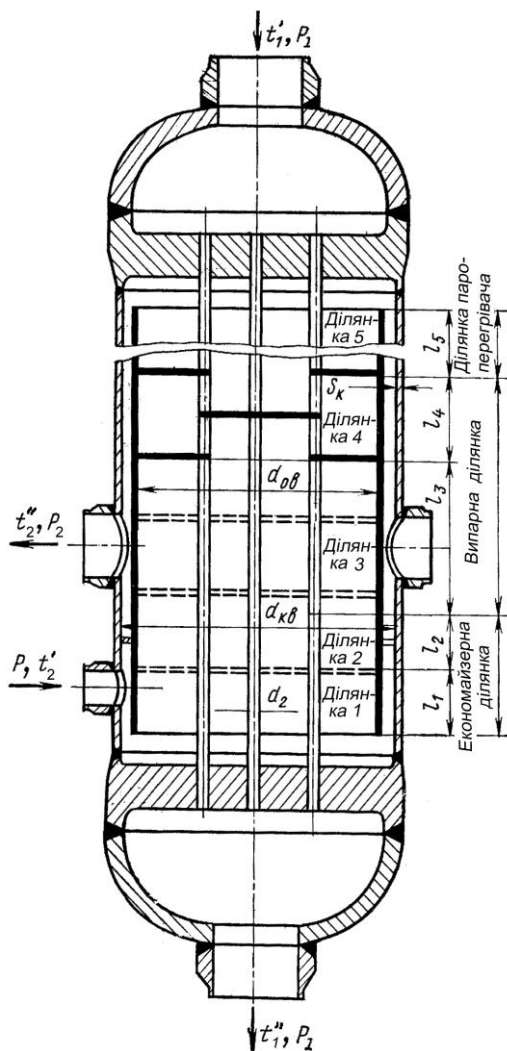


Рисунок 10.1 – Загальний вигляд прямотечійного гладкотрубного парогенератора

Розрахунок парогенератора починається з визначення термодинамічних параметрів робочої речовини (води і водяної пари) у вузлових точках пароводяного циклу і визначення параметрів теплоносія в  $t$ - $Q$ -координатах. Потім проводиться вибірка з бази даних моделі (рис. 10.2, блок 1) значень вихідних даних, необхідних для проведення теплового розрахунку (рис. 10.2, блок 2), і перевірка обмежень по діаметру корпусу парогенератора, виходячи із заданих в першому наближенні значень зовнішніх і внутрішніх діаметрів трубок поверхні теплообміну, швидкості теплоносія в трубах, кількості парогенераторів в енергоблоці і т. ін.

На рис. 10.2 наведено загальну логіко-структурну схему розрахунку парогенератора для АЕС з ВВЕР.

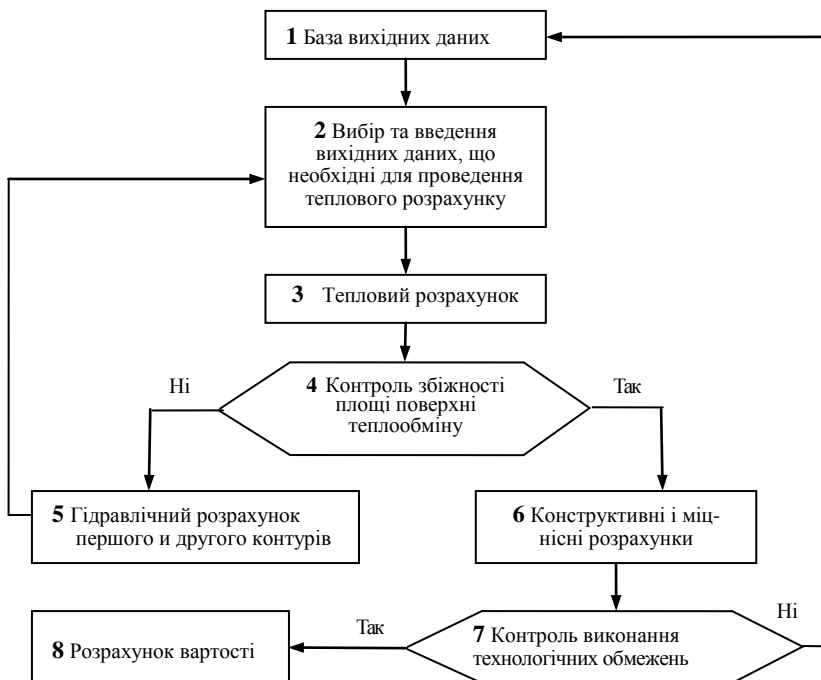


Рисунок 10.2 – Загальна логіко-структурна схема розрахунку прямотечійного гладкотрубного парогенератора для АЕС з ВВЕР за допомогою математичної моделі

Для проведення теплового розрахунку поверхня теплообміну парогенератора розділяється на п'ять ділянок, наведених на рис. 10.1 і 10.3.

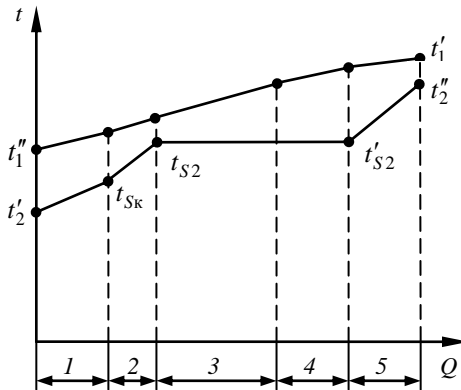


Рисунок 10.3 –  $t$ - $Q$ -діаграма прямотечійного гладкотрубного парогенератора для АЕС з ВВЕР (числами внизу відмічені ділянки, що відповідають ділянкам, показаним на рис. 10.1)

Межа власне економайзерної ділянки парогенератора, після якої починається процес випаровування живильної води  $i_{S\kappa}$ , визначається в математичній моделі парогенератора за формулою

$$i_{S\kappa} = i'_{S2} - \frac{478 \cdot q_1^{1,1} \cdot d_0^{0,2}}{(\rho w)_1^{0,9} r} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,3}, \quad (10.3)$$

де  $i'_{S2}$  – ентальпія води при температурі насичення  $t_{S2}$ , кДж/кг;  
 $q_1$  – питомий тепловий потік на ділянці  $l$ , Вт/м<sup>2</sup>;  $d_0$  – еквівалентний діаметр (характерний лінійний розмір) міжтрубного простору, м;  $(\rho w)_1$  – масова швидкість середовища робочої речовини в міжтрубному просторі ділянки  $l$ , кг/(м<sup>2</sup>·с);  $\rho''$ ,  $\rho'$  – відповідно густина води і водяної пари при температурі насичення  $t_{S2}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Значення величини граничного масового паровмісту розраховується в математичній моделі за формулою

$$x_{\text{гр}} = \left(0,92 - 0,344 \cdot 10^{-2} P_{S2}\right) \sqrt{1000/(\rho w)_2}, \quad (10.4)$$

де  $(\rho w)_2$  – масова швидкість середовища робочої речовини між розділовими перегородками міжтрубного простору парогенератора,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $P_{S2}$  – тиск води при температурі насичення  $t_{S2}$ , МПа.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до потоку киплячої водяної фази робочої речовини  $\alpha_{2,i}$  на ділянках 2 і 3 поверхні теплообміну парогенератора визначається в математичній моделі за формулою

$$\alpha_{2,i} = \frac{9 \cdot q_i^{0,7}}{3,3 - 0,0113(t_{S2} - 100)}, \quad (10.5)$$

де  $i$  – номер ділянки поверхні теплообміну парогенератора;  $q_i$  – питомий тепловий потік на відповідній ділянці,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до потоку парової фази робочої речовини (вологої пари) на ділянці 4  $\alpha_{2,4}$  при  $x > x_{\text{гр}}$  розраховується в математичній моделі за формулою

$$\alpha_{2,4} = (3,04(\rho w)_4 - 120) \times (8,333 \cdot 10^{-4} P_2 + 0,4667) \times (8,9 \cdot 10^{-9} q_4^2 - 5,38 \cdot 10^{-5} q_4 + 10,27), \quad (10.6)$$

де  $(\rho w)_4$  – масова швидкість середовища робочої речовини в міжтрубному просторі ділянки 4,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ;  $P_2$  – тиск середовища робочої речовини на ділянці 4, МПа;  $q_4$  – питомий тепловий потік на ділянці 4,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до пари на пароперегрівній ділянці 5  $\alpha_{2,5}$  визначається в математичній моделі за формулою

$$\alpha_{2,5} = 0,5 \left( \frac{\text{Nu}_{\text{под}}}{d_0} + \frac{\text{Nu}_{\text{поп}}}{d_0} \right), \quad (10.7)$$

де  $Nu_{\text{под}}$ ,  $Nu_{\text{поп}}$  – критерії Нуссельта відповідно при подовжньому і поперечному обтіканні потоком пари трубних пучків поверхні теплообміну пароперегрівної ділянки парогенератора.

Після знаходження в результаті теплового розрахунку (рис. 10.2, блок 3) площ поверхонь теплообміну парогенератора і довжини його трубок (рис. 10.2, блок 4) визначаються відстані між розділовими перегородками міжтрубного простору і проводяться гідравлічні розрахунки першого і другого контурів парогенератора (рис. 10.2, блок 5). На підставі набутих значень гідравлічних опорів ділянок 3, 4, 5 здійснюється точніший розрахунок площ їх поверхонь теплообміну з урахуванням уточненого значення температури насичення  $t_{s2}$  (рис. 10.2, блок 4).

Після виконання конструктивних і міцнісних розрахунків елементів конструкцій парогенератора (рис. 10.2, блок 6) перевіряються основні технологічні обмеження цих елементів конструкцій (рис. 10.2, блок 7), зокрема критична різниця відносних подовжень корпусу і трубок, товщина трубних дошок, товщина днища (еліптичного або сферичного), діаметри патрубків трубопроводів теплоносія і живильної води та інші. Якщо технологічні обмеження елементів конструкцій парогенератора не виконуються, проводяться ітераційні розрахунки з введенням відповідних коректив в базу вихідних даних (рис. 10.2, блок 1). Останнім з технологічних обмежень елементів конструкцій перевіряється висота парогенератора.

На останньому етапі розрахунків парогенератора за допомогою математичної моделі визначається його вартість методом укрупненої калькуляції (рис. 10.2, блок 8). Матеріальна складова вартості парогенератора розраховується, виходячи з маси вживаних конструкційних матеріалів і їх сорторозмерів.

У математичній моделі парогенератора також використовуються інтерполяційні і апроксимаційні рівняння термодинамічних і теплофізичних властивостей води і водяної пари. Крім того, в математичній моделі використовуються рівняння, що описують механічні властивості застосовуваних конструкційних матеріалів.

Нижче наведено результати оптимізації деяких конструктивних характеристик прямотечійного гладкотрубного парогенератора для АЕС з ВВЕР, отримані за допомогою математичної моделі. Для

проведення оптимізаційних розрахунків були прийняті такі вихідні дані: теплова потужність реактора 2940 МВт; тиск теплоносія 16 МПа; температура теплоносія на вході в реактор 290 °С; температура теплоносія на виході з реактора 326 °С; тиск пари за парогенератором 6,4 МПа; температура пари на виході з парогенератора 310 °С; температура живильної води на вході в парогенератор 220 °С; кількість годин використання встановленої потужності енергоблока АЕС в рік 7000.

Розрахунки були проведені для різних комбінацій матеріалів трубок поверхонь теплообміну і корпусу парогенератора. На рис. 10.4 наведено дані оптимізації для парогенератора з трубками із сталі 20 і корпусом із сталі 22К. Тут же показана залежність загальних приведених розрахункових річних витрат при варіюванні типорозмірів (внутрішніх діаметрів і товщини стінок) трубок поверхонь теплообміну парогенератора. Оптимальними для тиску пари, що генерується і дорівнює 6,4 МПа, є трубки, що мають типорозмір 16 мм×1,4 мм. Такі ж результати були отримані і після проведення оптимізаційних розрахунків для тисків пари, що генерується, 5,4 МПа і 4,4 МПа, що свідчить про стійкість оптимуму типорозміру трубок при зміні тиску пари, що генерується.

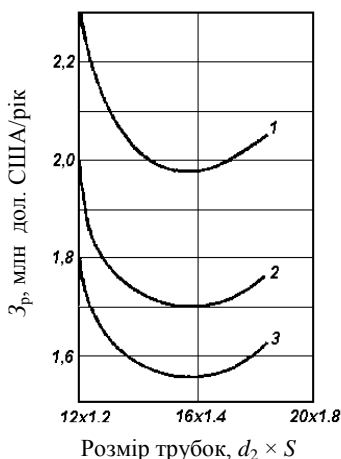


Рисунок 10.4 – Зміна загальних приведених розрахункових річних витрат на прямотечійний гладкотрубний парогенератор  $Z_p$  залежно від внутрішніх діаметрів і товщини стінок трубок поверхні теплообміну ( $d_{вн} \times S$ ) при швидкості теплоносія в трубках  $w_1 = 4,5$  м/с, швидкості пари між перегородками в міжтрубному просторі  $w_{пер} = 25$  м/с і тисках пари 6,4 МПа (крива 1), 5,4 МПа (крива 2) і 4,4 МПа (крива 3)

Типорозмір трубок поверхонь теплообміну прямотечійного гладкотрубного парогенератора істотно впливає на зміну його загальних приведених розрахункових річних витрат  $З_p$ . При переході з оптимального типорозміру трубок на трубки, що мають типорозміри 20 мм×1,8 мм і 12 мм×1,2 мм, витрати  $З_p$  збільшуються відповідно на 5 % і на 15 %.

Оптимальні значення швидкості теплоносія в трубках знаходяться в діапазоні 4,0÷4,5 м/с (рис. 10.5), а оптимальна швидкість пари між перегородками в міжтрубному просторі  $W_{пер}$  складає 25 м/с (рис. 10.6). З рис. 10.5 і 10.6 видно, що вплив цих параметрів на загальні приведені розрахункові річні витрати  $З_p$  менш істотний, ніж вплив типорозмірів трубок.

У результаті проведення оптимізаційних розрахунків прямотечійного гладкотрубного парогенератора за допомогою математичної моделі були отримані його наступні оптимальні техніко-економічні показники: розрахункова довжина теплообмінних трубок 9,8 м; кількість трубок в одному парогенераторі 19650 штук; довжина корпусу парогенератора 14,1 м; діаметр корпусу парогенератора 3,75 м; маса парогенератора 345 т.

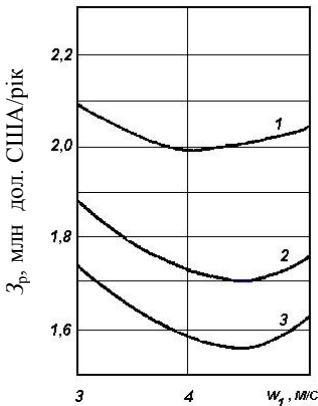


Рисунок 10.5 — Зміна загальних приведених розрахункових річних витрат на прямотечійний гладкотрубний парогенератор  $З_p$  залежно від швидкості теплоносія в трубках поверхні теплообміну  $w_1$  при  $d_{вн} = 16$  мм,  $w_{пер} = 20$  м/с і тисках пари 6,4 МПа (крива 1), 5,4 МПа (крива 2) і 4,4 МПа (крива 3)

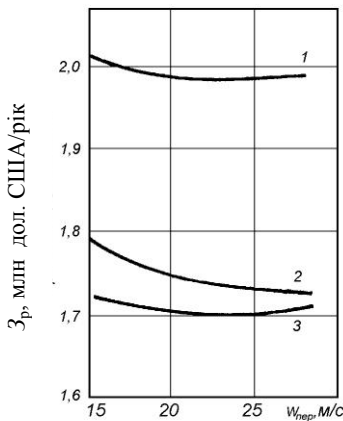


Рисунок 10.6 – Зміна загальних приведених розрахункових річних витрат на прямотечійний гладкотрубний парогенератор  $Z_p$  залежно від швидкості пари між перегородками в міжтрубному просторі  $w_{пер}$  теплоносія при швидкості води в трубах  $w_1 = 4$  м/с і тисках пари 6,4 МПа (крива 1), 5,4 МПа (крива 2) і 4,4 МПа (крива 3)

### 10.3. Імітаційна модель і автоматизований комплекс програм для розрахунку паротурбінних енергоблоків АЕС

Підвищення якості функціонування, надійності і безпеки роботи паротурбінних енергоблоків АЕС і забезпечення їх екологічної і ядерної безпеки є в сучасних умовах важливою проблемою. Про важливість цієї проблеми говорить висока інтенсивність розробок ефективних методів математичного моделювання і автоматизованих програмних комплексів, що ведуться у всьому світі для проектування енергоблоків АЕС і їх управління на основі аналізу параметрів стану і діагностики устаткування, що входить до їх складу.

Оснащення АЕС сучасними комп'ютерними мережами робить можливим використання автоматизованих програмних комплексів, що реалізують задачі управління енергоблоками в режимах «on line» (в реальному часі) і «of line» (не в реальному часі), як систем інтелектуальної підтримки діяльності експлуатаційного персоналу електростанцій. Це, наприклад, системи ThermoFlow (США), ePlant™ (США), Sema (Франція) і багато інших. Основою автоматизованих програмних комплексів для таких систем інтелектуальної підтримки є імітаційні моделі енергоблоків



АЕС, що дозволяють методами чисельного (імітаційного) експерименту розв'язувати задачі розрахунку параметрів технологічних процесів в основному і допоміжному устаткуванні енергоблоків на будь-яких режимах їх роботи.

Як вже наголошувалося, складність паротурбінних енергоблоків АЕС як технічних систем полягає в їх багатопараметричності, складному логічному і функціональному зв'язку параметрів, наявності різних обмежень на зміну параметрів і структурних зв'язків в теплових схемах енергоблоків, стохастичності зміни параметрів під час експлуатації. Точний розрахунок параметрів технологічних процесів в устаткуванні енергоблоків АЕС, що розглядаються у вигляді складних технічних систем, можливий лише за допомогою математичного комп'ютерного моделювання.

В області розробки математичних моделей технологічних процесів в різному устаткуванні паротурбінних енергоблоків АЕС різними авторами був створений ряд універсальних програм, заснованих на вельми досконалих методах комп'ютерного моделювання. Ці моделі і програми, в основному, орієнтовані на розв'язання певного кола конкретних задач проектування або експлуатації окремого енергетичного устаткування. Вони не можуть бути безпосередньо використані для всестороннього аналізу функціонального стану, управління і діагностики енергоблоків в цілому, оскільки вони або не мають потрібного для таких задач рівня деталізації моделювання, або не дозволяють в процесі експлуатації оперативно відстежувати зміну структур і параметрів схем енергоблоків. У зв'язку з цим великої актуальності набуває розробка методів математичного моделювання технологічних процесів в енергоблоках АЕС для імітації функціонального стану всього устаткування під час експлуатації і організація на цій основі автоматизованих комплексів програм для вдосконалення технологічних процесів, діагностики устаткування та управління енергоблоками.

Нижче наведено описи імітаційної моделі і автоматизованого комплексу програм для розрахунку параметрів паротурбінних енергоблоків АЕС. Ці розробки засновані на методі імітаційного моделювання енергоблоків АЕС, що є одним з методів математичного моделювання, при якому модель енергоблока створюється як його інформаційний аналог, що відображає технологічні процеси і характерні для енергоблока функціональні явища в їх логічній (структурній), параметричній і часовій залежностях.

При імітаційному моделюванні теплова схема паротурбінного енергоблока АЕС (його структура) зображується орієнтованим технологічним графом (рис. 10.7), вузли якого є інформаційними аналогами устаткування, що входить в енергоблок, а орієнтація дуг графа збігається з напрямом руху робочих речовин і теплоносіїв і з напрямом передачі теплової, механічної і електричної енергій в технологічних зв'язках енергоблока.

Орієнтований технологічний граф, що описує структуру енергоблока, можна зобразити у вигляді такого математичного виразу:

$$G^T = \bigcup_{i=1}^m N_i \Leftrightarrow \bigcup_{i=1}^m \bigcup_{j \in R_i} N_j, \quad (10.8)$$

де  $N_i, N_j$  – відповідно імена технологічних елементів і зв'язків, що входять в структуру енергоблока;  $R_i$  – множина елементів, в які направлені технологічні зв'язки, що виходять з елемента  $i$ ;  $\Leftrightarrow$  – знак двосторонньої відповідності;  $m$  – кількість технологічних елементів в структурі енергоблока, кожен з яких характеризується певною сукупністю числових параметрів (вхідними даними для розрахунку).

Імітаційна модель енергоблоків АЕС математично в загальному вигляді записується таким чином:

$$\left\{ \Omega(\chi) \mid \varphi_i(\chi) = 0; \chi \in M_s; i = \overline{1, S} \right\}, \quad (10.9)$$

де  $\Omega(\chi), \varphi_i(\chi)$  – функціональні відношення, які описують показники ефективності енергоблока як технічної системи ( $\Omega(\chi)$ ) і технологічні процеси, що перебігають в ньому ( $\varphi_i(\chi)$ );  $i$  – номер функціонального відношення;  $S$  – кількість функціональних відношень в імітаційній моделі;  $\chi = \langle X, Y, G^T, \lambda, W \rangle$  – інформаційна структура імітаційної моделі, в якій  $X$  – вектор незалежних параметрів устаткування енергоблока,  $Y$  – вектор залежних параметрів устаткування енергоблока,  $G^T$  – технологічний граф,  $\lambda$  – вектор параметрів, що описують вплив зовнішніх умов експлуатації енергоблока,  $W$  – вектор параметрів, що описують рівень деталізації імітаційного моделювання;  $M_s$  – область всіх можливих функціональних

станів устаткування енергоблока, які можуть бути описані за допомогою імітаційної моделі.

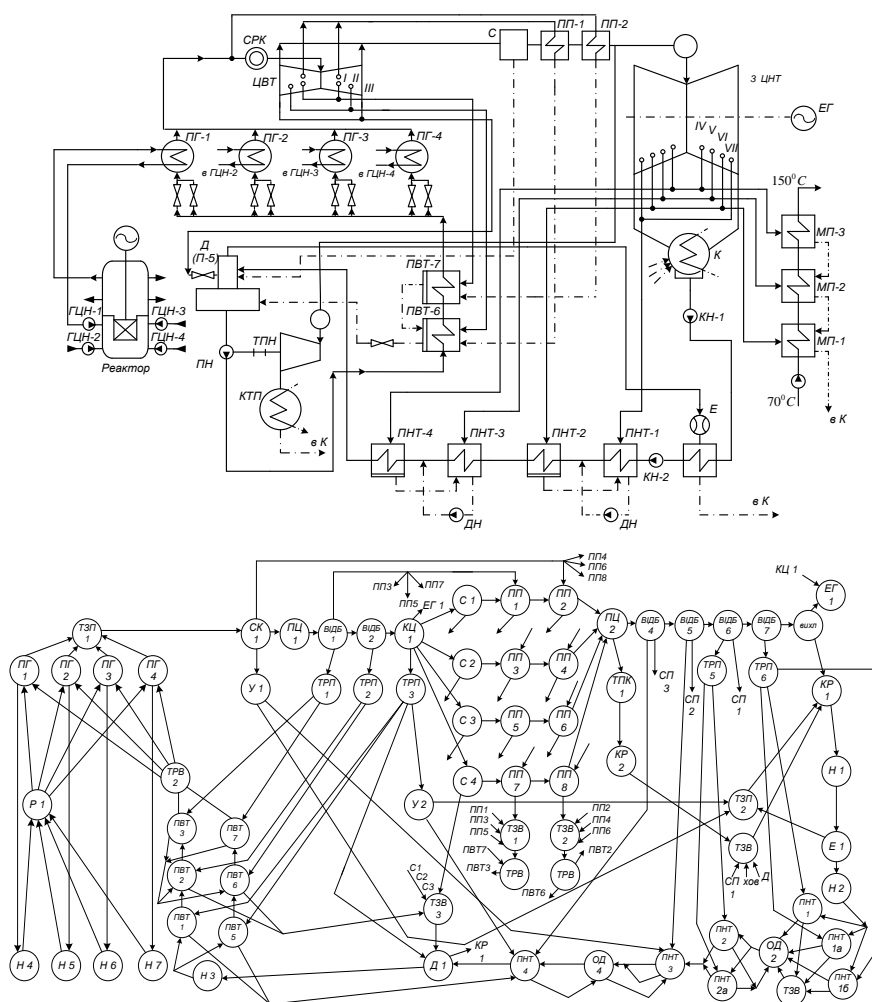


Рисунок 10.7 – Теплова схема і технологічний граф енергоблока АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт

Система функціональних відношень (10.9) включає: рівняння термодинаміки, гідравліки, аеро- і газодинаміки, тепломасообміну; рівняння, що описують властивості стану води і водяної пари; рівняння, що описують кінематичні і теплофізичні властивості робочих речовин і теплоносіїв для всього устаткування енергоблоків; конструктивні і техніко-економічні залежності. Ця система характеризується такими особливостями: кількість функціональних відношень в ній обчислюється сотнями, вона істотно нелінійна (а у ряді математичних виразів – трансцендентна), містить неявні функції. Кількісний і якісний склад функціональних відношень системи (10.9) залежить від структур теплових схем енергоблоків АЕС, тобто від логічної інформації, що описується за допомогою технологічного графа  $G^T$ , а також від цілей розв'язуваних задач (задачі управління, оптимізаційні розрахунки, техніко-економічні дослідження і т. ін.).

Перераховані особливості характеризують систему функціональних відношень (10.9), що описує енергоблоки АЕС, як багатопараметричну систему із змінною структурою. Відомо, що успіх у розв'язанні структурно-параметричних задач багато в чому залежить від ефективності математичних засобів, застосовуваних для їх постановки, опису і розв'язання. Найбільш відповідними для цього класу задач є математичні методи, що використовують поняття логіко-числових операторів, які набувають конкретних числових значень залежно від логічного порядку використання функціональних відношень. З цієї причини імітаційна модель паротурбінних енергоблоків АЕС (10.9) організована у вигляді логіко-числових операторів, склад, кількість і порядок використання яких залежать від структур теплових схем енергоблоків і цілей використання моделі.

Імітаційна модель енергоблоків АЕС умовно складається з внутрішньої і зовнішньої частин. Внутрішня частина є набором логіко-числових операторів, визначених інформаційною структурою моделі  $\chi$ , а зовнішня – системою математичних засобів для постановки, опису і розв'язання задач розрахунків. Така організація імітаційної моделі енергоблоків АЕС привела до того, що і управління цією моделлю підрозділяється на внутрішнє і зовнішнє.

Внутрішнє управління забезпечує автоматичне функціонування логіко-числових операторів імітаційної моделі як єдиного цілого. Воно здійснюється на основі конкретних числових значень логіко-числових операторів, що

отримуються залежно від логічної інформації, що міститься в структурі технологічного графа  $G^T$ . В результаті формується і розв'язується система функціональних відношень, що описує конкретну теплову схему енергоблока.

Імітаційна модель паротурбінних енергоблоків АЕС в операторній формі має такий вигляд:

$$\begin{aligned} &\{\psi(q(\chi)) \mid \psi(M(\chi))=0; \psi(P(\chi))=0; \psi(T(\chi))=0; \\ &\psi(E(\chi))=0; \psi(\eta(\chi))=0; \\ &\psi(e(\chi))=0; \psi(d(\chi))=0; \chi \in M_S\}. \end{aligned} \quad (10.10)$$

У цьому виразі  $\psi(q(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку показників ефективності роботи енергоблока брутто і нетто (електричної потужності, питомої витрати теплоти, питомої витрати пари і інших);  $\psi(M(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку витрат робочих речовин і теплоносіїв для всього устаткування енергоблока за рівняннями збереження кількості речовини;  $\psi(P(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку тисків робочих речовин і теплоносіїв для всього устаткування енергоблока;  $\psi(T(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку термодинамічних параметрів робочих речовин і теплоносіїв для всього устаткування енергоблока (ентальпій, температур і інших);  $\psi(E(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку рівнянь збереження енергії;  $\psi(\eta(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку коефіцієнтів корисної дії парогенератора, всієї турбіни, окремих циліндрів, відсіків і ступенів проточної частини турбіни, всіх насосів і всього енергоблока;  $\psi(e(\chi))$  – логіко-числовий оператор розрахунку внутрішніх параметрів парогенератора, турбіни, тепломасообмінного, насосного і іншого устаткування;  $\psi(d(\chi))$  – логіко-числовий оператор діагностики і розрахунку надійності стану устаткування і теплових схем енергоблока. Решта позначень аналогічна позначенням, прийнятим у формулі (10.9).

Зовнішнє управління імітаційною моделлю енергоблоків АЕС призначене для імітації різних функціональних станів енергоблоків шляхом зміни параметрів їх устаткування і структур теплових схем. Оператором зовнішнього управління є двомісний логіко-числовий оператор  $\text{var}(\chi, \Sigma)$ , який за допомогою безлічі формалізованих математичних процедур  $\Sigma$  може здійснювати цілеспрямовані зміни всіх числових і логічних змінних інформаційної структури моделі  $\chi = \langle X, Y, G^T, \lambda, W \rangle$ . До складу  $\Sigma$  також входять методи розв'язання задач нелінійного програмування (методи багатопараметричної оптимізації), методи планування експерименту і статистичної обробки його результатів (регресійний і дисперсійний аналізи даних), методи ідентифікації математичних моделей устаткування та ін.

За допомогою імітаційної моделі паротурбінних енергоблоків АЕС можуть бути розв'язані багато які задачі, що виникають при їх проектуванні і експлуатації:

- задачі аналізу впливу параметрів устаткування, структури теплових схем і зовнішніх умов експлуатації на показники ефективності роботи енергоблоків, тобто задачі визначення експлуатаційних характеристик вигляду

$$\Omega(\chi) = f(X, Y, G^T, \lambda); \quad (10.11)$$

- задачі структурно-параметричної оптимізації показників ефективності роботи енергоблоків вигляду

$$\begin{aligned} \underset{\chi}{\text{extr}} \Omega(\chi) \mid \varphi_i(\chi) = 0; X_{\min} \leq X \leq X_{\max}; Y_{\min} \leq Y \leq Y_{\max}; \\ G^T \in (G_1^T, G_2^T, \dots, G_k^T), \lambda \in (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n); \\ W = \text{const}; i = \overline{1, S}; \end{aligned} \quad (10.12)$$

- задачі діагностики технічного стану устаткування на основі аналізу залежностей вигляду

$$(X, Y, G^T, \lambda) = F(\Omega(\chi)); \quad (10.13)$$

- задачі оптимального розподілу електричних і теплових навантажень в часі  $t$  між  $n$  енергоблоками АЕС залежно від технічного стану їх

устаткування з метою досягнення середніх оптимальних показників ефективності роботи всієї електростанції  $\Omega_{\text{станції}}$  :

$$\Omega_{\text{станції}} = \text{extr} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Omega_i (X_i(t), Y_i(t), G_i^T(t), \lambda_i(t), W(t) = \text{const}) \right), \quad (10.14)$$

де  $\Omega_i$  – показник ефективності роботи  $i$ -го енергоблока;

- задачі оцінки ефективності роботи енергоблоків протягом прогнозованого періоду їх експлуатації на основі аналізу показників надійності  $R(t)$  (наприклад, вірогідності безвідмовної роботи) їх теплових схем і устаткування:

$$\{ \Omega(\chi, R(t)) \mid \varphi_i(\chi, R(t)) = 0; \chi \in M_S; i = \overline{1, S} \}. \quad (10.15)$$

Автоматизований комплекс програм, розроблений на основі імітаційної моделі паротурбінних енергоблоків АЕС (10.10), має блокову (модульну) структуру з ієрархічною впорядкованістю (рис. 10.8).

На верхньому рівні автоматизованого комплексу програм знаходиться керуюча програма, яка організовує роботу всього комплексу по виконанню завдань, що надходять від користувача.

Транслятор спеціально розробленої вхідної мови, що належить до типу об'єктно-орієнтованих мов, виконує лексичний і синтаксичний аналіз введених користувачем директив.

Блок програм роботи з базою даних (БД) призначений для зберігання різної інформації, яка накопичується в процесі експлуатації енергоблока. Структурно БД розділяється на власне базу даних для їх безпосереднього зберігання і систему управління БД, яка забезпечує інтерфейсний доступ до записів, що зберігаються.

Блок програм ідентифікації, пов'язаний з блоком інформації КВП енергоблока, призначений для підвищення адекватності математичних моделей технологічних процесів в енергетичному устаткуванні і достовірності діагностичних висновків про його технічний стан у випадках невідповідності кількості розрахункових параметрів моделей і даних вимірювань контрольно-вимірювальних приладів (КВП) під час експлуатації енергоблока. У основі програм цього блоку лежить ітераційний метод визначення чисельних значень параметрів, що ідентифікуються.

Блок програм модифікації структур технологічних схем (ТС) енергоблоків перевіряє можливість зв'язку різного устаткування енергоблока одне з одним з точки зору технологічного процесу і управляє роботою підпрограм транслятора, що здійснюють такі зміни в структурі ТС: підключення, перемикання, заміну, виключення і включення зв'язків і устаткування в ТС.

Блок програм модифікації параметрів ТС управляє введенням і корекцією початкових даних, необхідних для розрахунку параметрів технологічних процесів в устаткуванні енергоблока, а також управляє роботою підпрограм транслятора, що здійснюють лексичну і синтаксичну обробку директив, що вводяться користувачем.

Блок програм термодинамічних розрахунків технологічних процесів в устаткуванні енергоблока управляє розрахунком різних варіантів ТС і визначає енергетичні і теплові показники ефективності роботи всього енергоблока. Програми, що входять в цей блок, є програмною реалізацією таких логіко-числових операторів імітаційної моделі (10.10): оператора розрахунку витрат  $\psi(M(\chi))$ , який за рівняннями збереження кількості речовини визначає значення витрат для всіх елементів і зв'язків схеми енергоблока (вузлів і дуг технологічного графа  $G^T$ , рис. 10.7); оператора розрахунку тиску  $\psi(P(\chi))$ , який визначає значення тиску робочих речовин і теплоносіїв в елементах і зв'язках схеми (вузлах і дугах технологічного графа  $G^T$ ); оператора розрахунку термодинамічних параметрів  $\psi(T(\chi))$ , який визначає значення ентальпій, температур і ентропії робочих речовин і теплоносіїв в елементах і зв'язках схеми (вузлах і дугах технологічного графа  $G^T$ ); оператора розрахунку рівнянь збереження енергії  $\psi(E(\chi))$ , який за цими рівняннями визначає енергетичні (теплові) показники для кожного елемента схеми (вузла технологічного графа  $G^T$ ); оператора розрахунку коефіцієнтів корисної дії устаткування, що входить в схему енергоблока  $\psi(\eta(\chi))$ ; оператора розрахунку показників ефективності роботи енергоблока  $\psi(q(\chi))$ , який з необхідною для конкретної задачі точністю визначає всі прийняті в практиці експлуатації енергетичні і теплові показники енергоблока.



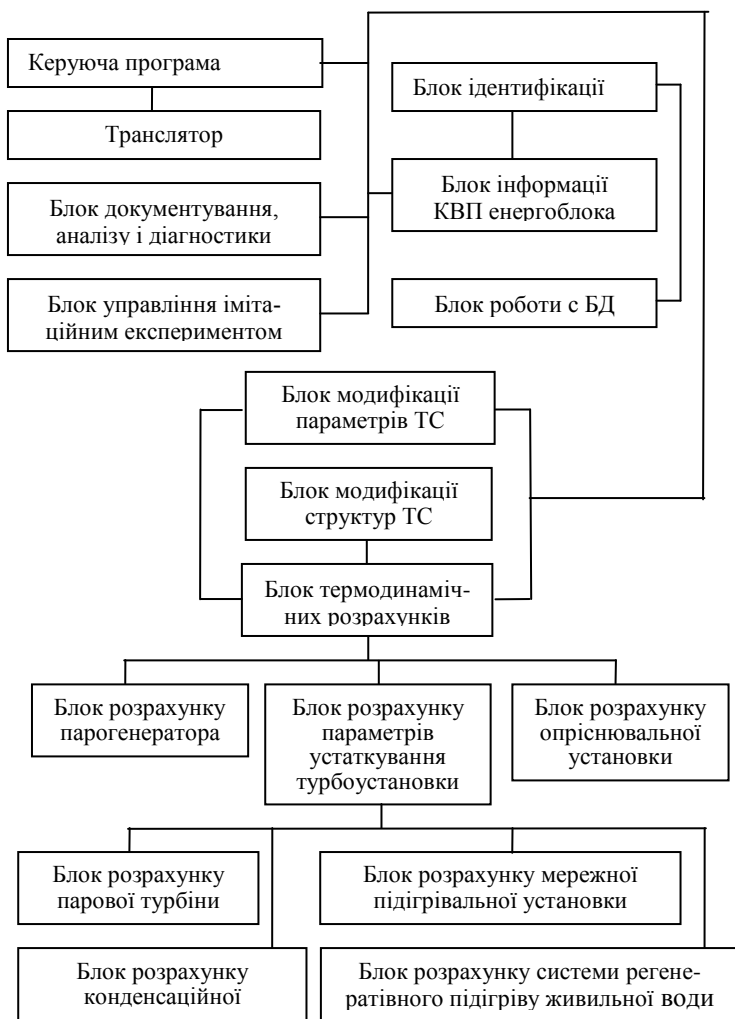


Рисунок 10.8. – Схема основних блоків автоматизованого комплексу програм для розрахунку паротурбінних енергоблоків АЕС

При розрахунку параметрів парогенератора двоконтурної АЕС з ВВЕР визначаються його паропроодуктивність і параметри робочої речовини, що нагрівається, у водяному і паровому об'ємах парогенератора, у сепараторі, паровому колекторі і паропроводах і гріючого теплоносія в трубній системі теплообмінної поверхні парогенератора при тепловій потужності реактора, що задається. Цей блок програм також проводить розрахунок теплового балансу парогенератора, визначає його коефіцієнт корисної дії і здійснює зв'язок між розрахунками параметрів парогенератора і всього енергоблока. Він є програмною реалізацією логіко-числових операторів  $\psi(e(\chi))$  і  $\psi(\eta(\chi))$  імітаційної моделі (10.10) стосовно розрахунку внутрішніх параметрів і коефіцієнта корисної дії парогенератора.

Блок програм розрахунку параметрів устаткування турбоустановки визначає показники енергетичної і теплової ефективності роботи паротурбінної установки (електричної потужності, питомої витрати теплоти і інших), управляє блоками програм розрахунку параметрів її окремих технічних систем (турбіни, конденсаційної установки, системи регенеративного підігріву живильної води, установки теплофікації) і здійснює зв'язок між розрахунками параметрів турбоустановки і всього енергоблока.

Блок програм розрахунку парової турбіни визначає параметри в проточній частині основної турбіни і турбопривода живильного насоса на основі методу газодинамічного розрахунку процесу розширення осесиметричного потоку пари в напрямних і робочих лопатках турбіни по їх перерізах і здійснює зв'язок між розрахунками проточної частини турбіни і інших систем і устаткування турбоустановки. Застосовуваний метод розрахунку осесиметричного потоку пари по перерізах лопаток дозволяє з достатньо високим ступенем точності визначати коефіцієнти корисної дії окремих ступенів, відсіків ступенів і циліндрів турбіни з урахуванням надкритичних режимів роботи і втрат в лопатках. При цьому враховуються протікання пари через зазори в периферійних, діафрагмових і кореневих ущільненнях лопаток і в кінцевих ущільненнях циліндрів турбіни, відбирання і підведення пари в проточну частину. Програми цього блоку є програмною реалізацією логіко-числових операторів  $\psi(e(\chi))$  і  $\psi(\eta(\chi))$  імітаційної моделі (10.10) стосовно розрахунку внутрішніх параметрів і коефіцієнта корисної дії парової турбіни.

Блоки програм розрахунку конденсаційної установки, системи регенеративного підігріву живильної води, мережної підігрівальної (теплофікаційної) установки розраховують внутрішні параметри технологічних процесів і коефіцієнти корисної дії (для насосів) в конденсаторах, підігрівниках низького і високого тиску, деаераторах, випарниках, підігрівниках мережної води, ежекторах, трубопроводах, конденсатних, дренажних, живильних, бустерних, мережних, циркуляційних насосах і іншому тепломасообмінному і насосному устаткуванні турбоустановки. При розрахунку внутрішніх параметрів теплообмінного устаткування залежно від необхідної точності розв'язуваної задачі використовуються або коефіцієнти теплопередачі для різних зон поверхні теплообміну устаткування, або середній для всієї поверхні коефіцієнт теплопередачі. Ці блоки програм є програмною реалізацією логіко-числового оператора  $\psi(e(\chi))$  імітаційної моделі (10.10) стосовно тепломасообмінного устаткування і логіко-числових операторів  $\psi(e(\chi))$  і  $\psi(\eta(\chi))$  стосовно насосного устаткування.

Блок програм розрахунку опріснювальної установки розраховує параметри багатоступінчатої опріснювальної дистиляційної установки миттєвого закипання, яка може входити до складу устаткування енергоблоків АЕС. Це актуально для АЕС, розташованих в країнах з жарким кліматом, де проблема отримання чистої прісної води з кожним роком стає все більш гострою. У основі програм цього блока лежить логіко-числовий оператор  $\psi(e(\chi))$  імітаційної моделі (10.10) стосовно опріснювальної установки.

У блок програм управління імітаційним експериментом включені програми, які реалізують статистичні методи планування і обробки результатів експериментів за допомогою багатофакторних регресійного і дисперсійного аналізів даних, методи багатопараметричної оптимізації, методи ранжирування параметрів і деякі інші. Цей блок програм є програмною реалізацією логіко-числового оператора  $\text{var}(\chi, \Sigma)$  для зовнішнього управління імітаційною моделлю (10.10) стосовно перерахованих математичних методів.

Блок програм документування, аналізу і діагностики накопичує результати розрахунку параметрів технологічних процесів у всьому устаткуванні енергоблока, проводить діагностику і розрахунок надійності його стану і здійснює порівняльний аналіз техніко-економічних показників якості функціонування енергоблока (показників вироблення електричної енергії і теплоти).

Описаний автоматизований комплекс програм за своїми характеристиками і можливостями задовольняє вимоги, які ставляться на сучасних АЕС до систем інтелектуальної підтримки діяльності експлуатаційного персоналу для аналізу параметрів технологічних процесів енергоблоків, їх коротко- і довгострокового управління в режимі «of line» (тобто не в режимі реального часу), вдосконалення і діагностики устаткування.

#### **10.4. Визначення енергетичних характеристик енергоблоків АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт за допомогою імітаційної моделі**

Великий інтерес для конструкторів і експлуатаційного персоналу енергоблоків АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт викликає визначення за допомогою імітаційної моделі енергетичних характеристик, що описують вплив температури живильної води на вході в парогенератори на електричну потужність, теплову економічність (питому витрату теплоти) і надійність енергоблоків.

На рис. 10.9 і 10.10 наведено залежності зміни споживаної турбоустановкою типу К-1000-60/1500, що входить до складу цих енергоблоків АЕС, теплової потужності реактора ВВЕР-1000, її електричної потужності і питомої витрати теплоти на вироблення електроенергії від температури живильної води на вході в парогенератори при постійній сумарній витраті свіжої пари на турбіну і другий ступінь проміжного пароперегрівника. Лінійна залежність  $Q$ , наведена на рис. 10.9, ілюструє необхідне для забезпечення номінальної електричної потужності енергоблока підвищення теплової потужності реактора у разі зниження температури живильної води  $t_{ж.в.}$ .

Зниження температури живильної води імітується в математичній моделі варіюванням значень недогрівів в регенеративних підігрівниках високого тиску і послідовним відключенням їх. Зміна питомої витрати

теплоти енергоблоків в діапазонах температур живильної води 180÷190 °С, 190÷210 °С і 210÷230 °С досягається зміною недогрівів відповідно в підігрівниках ПВД 5, ПВД 6 і ПВД 7, що живляться паром 3-го, 2-го і 1-го відборів турбіни (рис. 10.7).

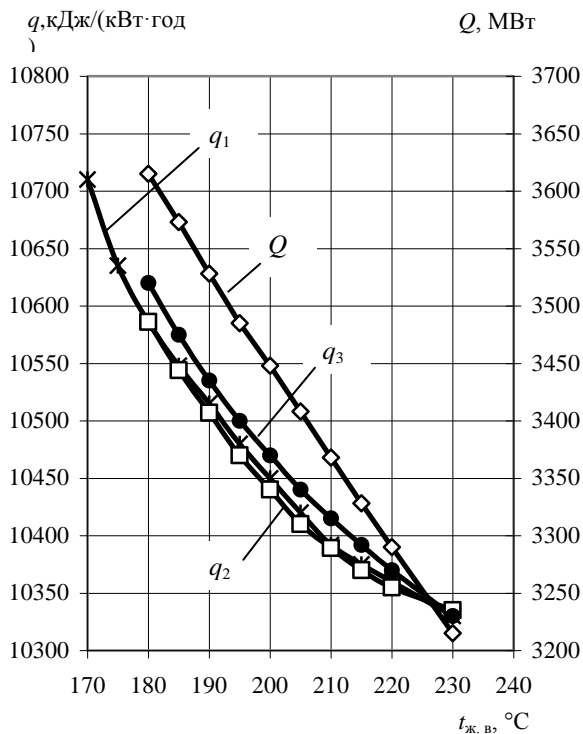


Рисунок 10.9 – Вплив температури живильної води на показники енергоблоків АЕС з реактором ВВЕР-1000 і турбоустановкою К-1000-60/1500:

$q_1$  —×— зміна питомої витрати теплоти при змінній тепловій потужності реактора;  
 $q_2$  —□— зміна питомої витрати теплоти при змінній тепловій потужності реактора при умовній безперервній зміні тиску грюючої пари;

$q_3$  —●— зміна питомої витрати теплоти при постійній тепловій потужності реактора;  $Q$  —◇— зміна теплової потужності реактора

Аналіз теплового циклу турбоустановки типу К-1000-60/1500 показує, що в межах одного з того ж діапазону температур живильної води потенціал грійочої пари при зміні недогріву на відповідному до цього діапазону останньому працюючому підігрівнику не змінюється. При переході з одного діапазону в інший у зв'язку з використанням для нагріву живильної води пари (підігрівника) вищерозміщеного відбору турбіни стрибкоподібно змінюється і його потенціал.

Саме цією обставиною обумовлена кускова гладкість залежності питомої витрати теплоти  $q_1$  енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 від температури живильної води  $t_{ж.в}$  (порушення гладкості – розрив першої похідної  $\partial q'_1 / \partial t_{ж.в}$  – відбувається в точках, що відповідають температурам 190 °С і 210 °С). На відміну від кривої  $q_1$  крива  $q_2$  є повністю гладкою у всьому досліджуваному діапазоні температур живильної води 180÷230 °С. Ця крива відбиває зміну економічності енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 при умовній безперервній зміні тиску грійочої пари, що подається на останній працюючий регенеративний підігрівник, тобто коли потенціал грійочої пари змінюється безперервно.

Точки порушення гладкості кривою  $N_1$  (рис. 10.10), що характеризує збільшення електричної потужності енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 при зменшенні температури живильної води на вході в парогенератори, відповідають тим же температурам, що і злами кривої  $q_1$ , і обумовлені тими ж причинами.

Криві  $Q$ ,  $q_1$ ,  $q_2$  і  $N_1$  є теоретичними (ідеалізованими) енергетичними характеристиками енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000, які здатні збільшувати без обмежень показників надійності теплової потужність реактора  $Q = \text{var}$ . Проте на відміну від котельних агрегатів енергоблоків ТЕС, що працюють на органічному паливі, застосовувані в цей час в Україні і Росії конструкції водо-водяних енергетичних реакторів і парогенераторів не дозволяють варіювати теплову потужність реактора без істотного зниження рівня проектною надійності АЕС. Тому в реальних умовах експлуатації енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 при підтримці постійної теплової потужності реакторів  $Q = \text{const}$  зниження температури живильної води  $t_{ж.в}$  на вході в парогенератори супроводжується відповідним зменшенням витрати свіжої пари, що виробляється в них. У зв'язку з цим викликають інтерес показані на

рис. 10.9 і 10.10 криві відносної зміни теплової економічності  $q_3$  і електричної потужності  $N_2$  енергоблоків АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт, отримані при тих же початкових передумовах, що і крива  $q_1$ , але при постійних значеннях теплової потужності реактора  $Q = \text{const}$  і надійності  $R = \text{const}$ .

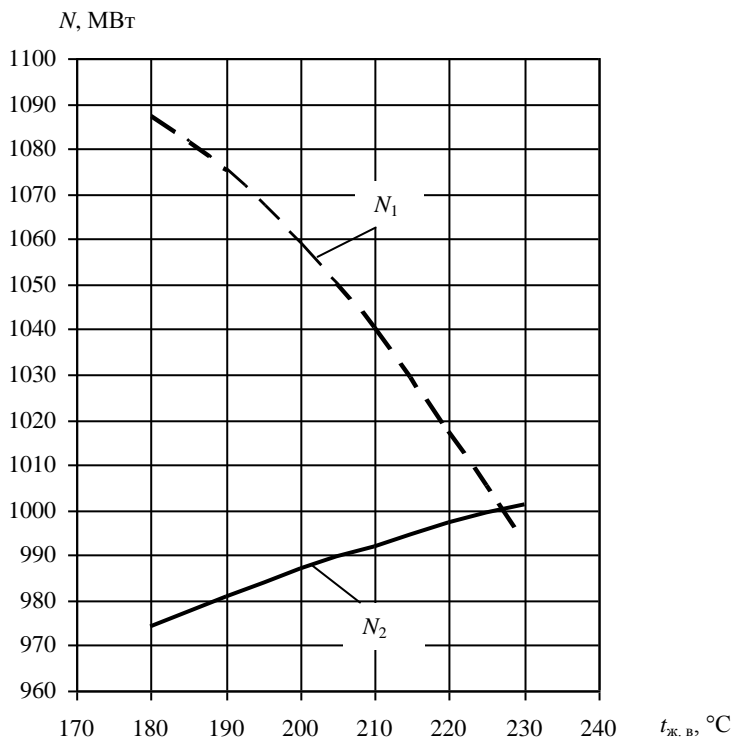


Рисунок 10.10. – Вплив температури живильної води на електричну потужність енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 і турбоустановкою К-1000-60/1500:

$N_1$  — — зміна електричної потужності енергоблоків при змінній тепловій потужності реактора;

$N_2$  — — зміна електричної потужності енергоблоків при постійній тепловій потужності реактора

Ці залежності наочно підтверджують неможливість підвищення електричної потужності енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 за рахунок відключення одного або декількох регенеративних підігрівачів високого тиску при постійній тепловій потужності реактора. При цьому необхідно відзначити, що збільшений в порівнянні з кривою  $q_1$  вплив кривої  $q_3$  на теплову економічність енергоблоків АЕС з ВВЕР-1000 пояснюється погіршенням параметрів робочого циклу турбоустановки типу К-1000-60/1500 унаслідок зменшення тиску свіжої пари на вході в проточну частину турбіни. Якби цього зменшення тиску не було (що можливо при коректуванні проточної частини турбіни під кожну температуру живильної води), то крива  $q_3$  лежала б нижче за криву  $q_1$ .

Характер змін енергетичних характеристик  $N_1$ ,  $q_1$ ,  $q_2$ ,  $N_2$  і  $q_3$  свідчить про значний вплив температури живильної води  $t_{ж.в}$  на вході в парогенератори на електричну потужність, теплову економічність і надійність енергоблоків АЕС з ВВЕР потужністю 1000 МВт.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агапов Ю.Н. Котельные установки и парогенераторы / Ю.Н. Агапов, В.Г. Стогней, А.М. Наумов. – Воронеж : ВГТУ, 2000. – 84 с.
2. АЭС с ВВЭР: режимы, характеристики, эффективность / Р.З. Аминов, В.А. Хрусталева, А.С. Духовенский, А.И. Осадчий. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 263 с.
3. Андреев П.А. Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС / П.А. Андреев, М.И. Гринман, Ю.В. Смолкин. – М. : Атомиздат, 1975. – 224 с.
4. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыла. – М. : Энергоиздат, 1981. – 336 с.
5. Безсонов А.В. Основное оборудование атомных электростанций с реакторами ВВЭР / А.В. Безсонов, А.В. Зверева, В.А. Фарафонов. – Горький : ГТПИ, 1981. – 82 с.
6. Будов В.М. Основное оборудование атомных электростанций / В.М. Будов, А.В. Безсонов, В.А. Фарафонов. – Горький : ГПИ, 1979. – 72 с.
7. Будов В.М. Теплообменное оборудование АЭС / В.М. Будов, С.А. Замятин, Л.А. Зверева. – Горький : ГПИ, 1983. – 67 с.
8. Будов В.М. Конструирование основного оборудования АЭС / В.М. Будов, В.А. Фарафонов. – М. : Энергоиздат, 1985. – 264 с.
9. Владимиров В.И. Практические задачи по эксплуатации ядерных реакторов / В.И. Владимиров. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 303 с.
10. Герасимов В.В. Материалы ядерной техники / В.В. Герасимов, А.С. Монахов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 288 с.
11. Гирнис В.В. Монтаж оборудования парогенерирующих установок и реакторов АЭС / В.В. Гирнис, В.А. Федюлов, Г.В. Филаткин. – М. : Энергоиздат, 1982. – 328 с.
12. Дементьев Б.А. Ядерные энергетические реакторы / Б.А. Дементьев. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.
13. Добротин Б.В. Технология котло- и парогенераторостроения / Б.В. Добротин, Я.В. Яценко. – Киев : Вища школа, 1984. – 231 с.
14. Емельянов И.Я. Конструирование ядерных реакторов / И.Я. Емельянов, В.И. Михан, В.И. Солонин и др. – М. : Энергоиздат, 1982. – 398 с.

15. Ефимов А.В. Гафний – перспективный материал для ядерной энергетики / А.В. Ефимов, В.М. Ажажа, М.М. Пилипенко, А.П. Мухачев // Вестник НТУ “ХП”. – Харьков : НТУ “ХП”, 2004. – № 23. – С. 37–44.
16. Ефимов А.В. Разработка имитационной модели энергоблока АЭС с ВВЭР-1000 для решения задач анализа, управления и диагностики / А.В. Ефимов, Т.В. Потанина // Энергетика: економіка, технології, екологія. – Київ : НТУУ “КП”, 2006. – № 2. – С. 84–91.
17. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС / А.Н. Иоселиани, А.А. Михалевич, В.Б. Нестеренко, М.Е. Салуквадзе. – Минск : Наука и техника, 1981. – 143 с.
18. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.Г. Юрьев, В.П. Бобков. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 358 с.
19. Клемин А.И. Теплогидравлический расчет и теплотехническая надежность ядерных реакторов / А.И. Клемин, Л.Н. Полянин, М.М. Стригулин. – М. : Атомиздат, 1980. – 261 с.
20. Ковалев А.П. Парогенераторы / А.П. Ковалев. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 376 с.
21. Кружилин Г.Н. Теплофизика в тепловой и ядерной энергетике / Г.Н. Кружилин. – Казань : Казан. фил. Моск. энерг. ин-та, 1998. – 337 с.
22. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции / Т.Х. Маргулова. – М. : Высш. шк., 1984. – 304 с.
23. Маргулова Т.Х. Расчет и проектирование парогенераторов атомных электростанций / Т.Х. Маргулова. – М. : Энергоиздат, 1982. – 192 с.
24. Маргулова Т.Х. Атомная энергетика сегодня и завтра / Т.Х. Маргулова, Л.П. Кабанов, В.И. Плутинский, В.Д. Байбаков. – М. : Высш. шк., 1989. – 168 с.
25. Меррей Р. Атомная энергетика / Р. Меррей. – М. : Энергия, 1979. – 280 с.
26. Неклюдов И.М. Новая технология производства гафния ядерной чистоты / И.М. Неклюдов, В.М. Ажажа и др. // Научные ведомости. Серия: Физика. – 2001. – № 4 (14). – С. 127–132.
27. Неклюдов И.М. Проблемы работоспособности материалов основного оборудования АЭС Украины / И.М. Неклюдов. // Прогресивні технології: В 2-х т. – К. : Академперіодика, 2003. – Т. 1. – С. 277-295.
28. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 527 с.

29. Палагин А.А. Моделирование функционального состояния и диагностики турбоустановок / А.А. Палагин, А.В. Ефимов, Е.Д. Меньшикова. – Киев: Наук. думка, 1991. – 190 с.
30. Петросьянц А.М. Ядерная энергетика / А.М. Петросьянц. – М. : Наука, 1981. – 272 с.
31. Пилипенко Н.Н. Конструкционные материалы для элементов оборудования ядерно-энергетических установок / Н.Н. Пилипенко // Вісник Харківського університету. Серія фізична «Ядра, частинки, поля». – 2009. – № 859. – С. 44-50.
32. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций / Н.Г. Рассохин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 383 с.
33. Рассохин Н.Г. Парогенераторы, сепараторы и пароприемные устройства АЭС / Н.Г. Рассохин, В.Н. Мельников. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 76 с.
34. Ратников Е.Ф. Монтаж оборудования АЭС / Е.Ф. Ратников. – Свердловск : УПИ, 1985. – 75 с.
35. Ремжин Ю.Н. Основы компоновки и теплового расчета парогенераторов атомных электростанций / Ю.Н. Ремжин, В.А. Слабиков. – Ленинград : Изд-во ЛГУ, 1981. – 191 с.
36. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Энергия, 1984. – 80 с.
37. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
38. Трояновский Б.М. Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. – М. : Энергоиздат, 1985. – 256 с.
39. Уайэтт Л.М. Материалы ядерных энергетических установок / Л.М. Уайэтт. – М. : Атомиздат, 1979. – 256 с.
40. Федоров Л.Ф. Парогенераторы атомных электростанций / Л.Ф. Федоров, В.Ф. Титов, Н.Г. Рассохин. – М. : Энергоатомиздат, 1992. – 412 с.
41. Фраас А. Расчет и конструирование теплообменников / А. Фраас, М. Оцисик. – М. : Атомиздат, 1971. – 386 с.
42. Широков С.В. Ядерные энергетические реакторы / С.В. Широков. – Киев: ННТУ «КПИ», 1997. – 279 с.

Навчальне видання

ЄФІМОВ Олександр В'ячеславович  
ПИЛИПЕНКО Микола Миколайович

**КОНСТРУКЦІЇ, МАТЕРІАЛИ,  
ПРОЦЕСИ І РОЗРАХУНКИ  
РЕАКТОРІВ І ПАРОГЕНЕРАТОРІВ АЕС**

Навчальний посібник

для студентів вищих навчальних закладів,  
які навчаються за напрямом „Атомна енергетика”

Роботу до видання рекомендував Г.А. Крутиков  
Редактор Л.Л. Яковлева

Електронна версія 2015